



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# KONSTRUKCE BRZDOVÉHO SYSTÉMU FORMULE STUDENT

FORMULA STUDENT BRAKING SYSTEM DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. MILAN ŠTYLÁREK

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. ONDŘEJ BLAŽÁK, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Milan Štlárek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Konstrukce brzdového systému formule Student**

v anglickém jazyce:

### **Formula Student Braking System Design**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte brzdový systém vozidla formule Student (Dragon III).

Cíle diplomové práce:

1. Navrhněte kompletní hydraulický systém brzd vozidla formule Student. S ohledem na tento návrh proveďte výběr vhodných komponent hydraulického systému brzd vozidla formule Student.
2. Proveďte konstrukční návrh kotoučových brzd obou náprav (brzdový kotouč, unašeč brzdového kotouče atd.).
3. Proveďte dimenzování jednotlivých částí kotoučových brzd s ohledem na předpokládaná působící zatížení.
4. Navržená řešení ověřte jízdní zkouškou. Výsledky analyzujte.

Seznam odborné literatury:

REIMPELL, Jornsens. The Automotive Chassiss. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas.: Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 6.11.2013

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty



## ABSTRAKT

Cílem této práce je navrhnout brzdový systém pro vůz třídy Formula Student – Dragon 3, vyvíjeného studenty při fakultě strojního inženýrství VUT. Práce se zabývá problematikou výběru vhodných brzdových komponent a návrhem hydraulického systému optimalizovaného na brzdovou stabilitu vozu na tratích soutěže Formule Student. Součástí práce je i návrh vlastních brzdových kotoučů a jim náležejícím součástí. Tyto návrhy jsou dále pevnostně analyzovány. Na závěr je analyzována jízdní zkouška vozu Dragon 3, na němž byl navržený brzdový systém osazen.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Formula Student, brzdový systém, brzdy, brzdové kotouče

## ABSTRACT

Objective of this thesis is design of brake system of Formula Student class car – Dragon 3. This car was built by students of faculty of mechanical engineering on Brno university of technology. Brake parts selection is described as well as designing hydraulic brake line circuits optimized for stable braking behavior on tracks of Formula Student competitions. One of main parts of this thesis is design of front and rear custom brake discs with related parts. These parts are FEM analyzed. In the end the whole brake system fitted on Dragon 3 car is tested on track and its performance is analyzed too.

## KEYWORDS

Formula Student, brake system, brakes, brake discs



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠTYLÁREK, M. *Konstrukce brzdového systému formule Student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 64 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blatňák, Ph.D.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Blaťáka Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Bc. Milan Štylárěk



## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat všem, kteří mi byli při vypracování obsahu této diplomové práce oporou. Jde zejména o mé kolegy z týmu TU Brno Racing, s nimiž jsem pracoval na vývoji a výrobě vozu Dragon 3 a Dragon 4. Dále bych chtěl poděkovat také Ing. Ondřeji Blatňákovi Ph.D. za odborné vedení této práce a za cenné rady zužitkované při vývoji brzdového systému.



## OBSAH

Úvod .....	10
1 Komponenty brzdového systému .....	11
1.1 Bubnové třecí brzdy .....	11
1.2 kotoučové třecí brzdy .....	12
1.2.1 Brzdové kotouče .....	13
1.2.2 Brzdové třmeny .....	15
1.2.3 Brzdové destičky .....	16
1.3 Ovládací systém brzd .....	17
1.3.1 Hydraulický brzdový systém .....	17
1.3.2 Elektrohydraulický brzdový systém .....	19
2 Směrová stabilita při brzdění .....	20
3 Formula student .....	21
3.1 Soutěž Formula Student .....	21
3.2 Požadavky na brzdový systém dle pravidel FSAE .....	22
4 Rozbor a zhodnocení brzdového systému formule Dragon 1 a Dragon 2 .....	24
4.1 Brzdové třmeny .....	24
4.2 Brzdové kotouče .....	26
4.3 Brzdové destičky .....	27
4.4 Hlavní brzdové válce .....	27
5 Vstupní parametry pro návrh hydraulického okruhu vozu Dragon 3 .....	29
5.1 Měření polohy těžiště vozu Dragon 2 .....	29
6 Návrh komponent brzdového systému vozu Dragon 3 .....	33
6.1 Brzdové třmeny .....	33
6.2 Brzdové kotouče .....	34
6.3 Brzdové destičky .....	35
6.4 Hlavní brzdové válce .....	35
6.5 Vahadlo rozdělení brzdných tlaků .....	36
6.6 Ostatní příslušenství brzdového systému .....	36
7 Návrh hydraulických okruhů brzdového systému .....	37
7.1 Vstupní parametry .....	37
7.2 Výpočet dynamického zatížení .....	39
7.3 Výpočet potřebného tlaku v hydraulických okruzích .....	41
7.4 Výběr hlavních brzdových válců .....	42
7.5 Přepočet pro reálně použité komponenty .....	46
8 Konstrukční návrh předního a zadního brzdového kotouče .....	48





8.1	Konstrukční návrh předního brzdového kotouče.....	48
8.2	Konstrukční návrh unašeče předního brzdového kotouče .....	50
8.3	Konstrukční návrh zadního brzdového kotouče .....	50
8.4	Konstrukční návrh unašeče zadního brzdového kotouče.....	51
8.5	Konstrukční návrh spojovacího čepu sestavy kotouče .....	51
8.6	Výroba navržených komponent .....	53
9	Pevnostní analýza navržených brzdových kotoučů .....	54
9.1	Materiálové charakteristiky .....	54
9.2	Meshing .....	54
9.3	Kontakty v sestavě .....	55
9.4	Okrajové podmínky .....	56
9.5	Výsledky analýzy redukovaných napětí .....	57
10	Analýza jízdní zkoušky .....	60
10.1	Testování v prostorech BVV .....	60
	Závěr.....	64
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	67
	Seznam obrázků.....	69
	Seznam Grafů a tabulek.....	71



## ÚVOD

Ve většině motoristických disciplín je vedle dobré ovladatelnosti vozu a vysokého výkonu také neméně důležitý dobře fungující brzdový systém. Dobrá dávkovatelnost brzdného účinku, rychlá odezva a stálý spolehlivý účinek brzd jsou velmi důležité vlastnosti každého dobře navrhnutého závodního vozu. Nejinak je tomu i u monopostů Formule Student vyvíjených studentskými týmy.

Stávající dvě generace vozů Formule Student vyvinutých na fakultě strojního inženýrství v Brně byly osazeny brzdovými systémy, které se v závodních podmínkách příliš neosvědčily. Výběr brzdových komponent a hydraulický systém dostatečně nerespektoval podmínky na trati, chování vozu a ani působící zatížení. Výsledkem byla nízká brzdná účinnost vozu, vysoká hmotnost (Dragon 1), nízká spolehlivost a z ní pramenící nedůvěra pilota v brzdový systém (Dragon 2). Cílem této práce je proto co nejlépe navrhnout brzdový systém vozu Dragon 3 s ohledem na očekávané podmínky provozu tak, aby měl pilot maximální důvěru v systém a na trati mohl bojovat o nejvyšší příčky.

První část této diplomové práce seznámí čtenáře s běžně používanými řešeními brzdových systémů osobních a závodních vozidel, budou zde popsány brzdové komponenty a jejich výhody a omezení. Druhá část se zabývá srovnáním předchozích brzdových systémů formule Dragon 1 a Dragon 2 a následným návrhem celého brzdového systému Dragon 3. Návrh obsahuje výpočet hydraulického okruhu, výběr brzdových komponent a také konstrukční řešení vlastních brzdových kotoučů.

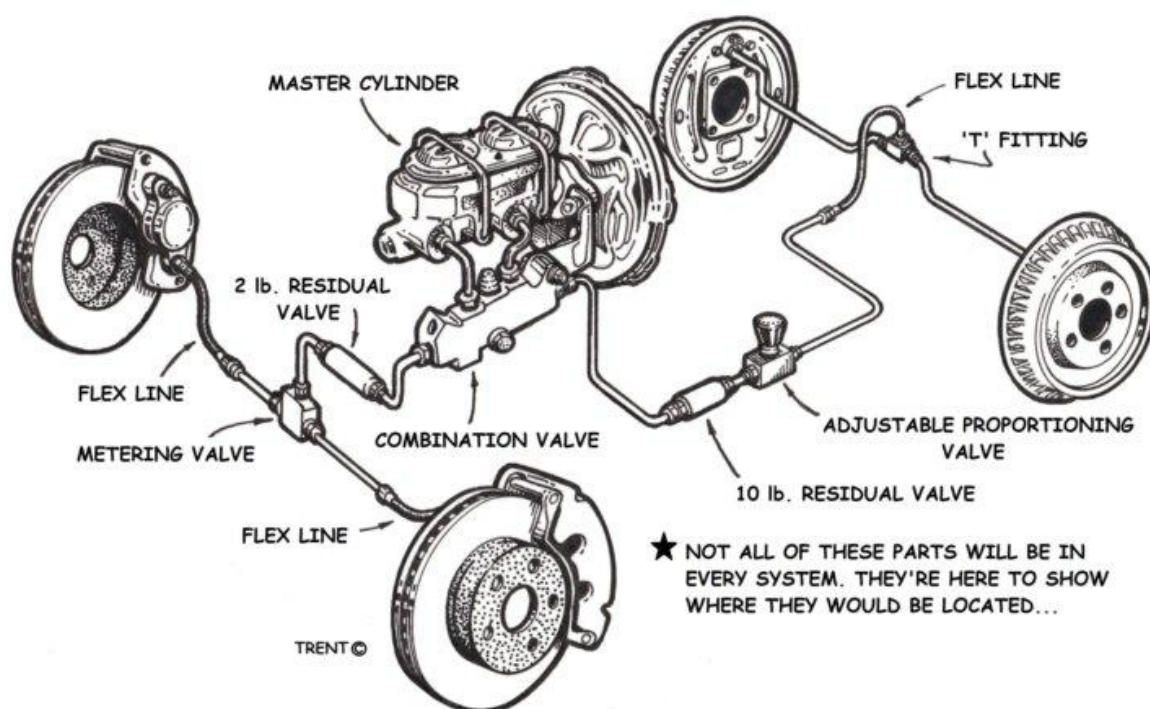
Po dokončení výroby a montáže komponent na formuli Dragon 3 se tento monopost během sezony 2013 zúčastnil soutěží formule Student na evropských okruzích v Německu (Hockenheimring), Česku (Hradec Králové) a v Maďarsku (Győr). Kromě toho se Dragon 3 testoval na vybraných místech v okolí Brna a z testů vzešlo velké množství dat, ze kterých lze posoudit správnost návrhu brzdového systému a jeho spolehlivost.

Závěrečná část se tak zabývá analýzou těchto dat a z nich plynoucích doporučení pro konstrukci brzdových systémů formule Student na Vysokém učení technickém v Brně v dalších letech.



# 1 KOMPONENTY BRZDOVÉHO SYSTÉMU

Brzdový systém vozidla slouží ke snížení rychlosti vozidla, jeho úplného zastavení či zajištění již stojícího vozidla. Snížení rychlosti vozidla se nejčastěji dosahuje záměrně vyvolaným třením mezi pevnými částmi vozidla, zpravidla to bývá třením mezi třecím obložením a brzdovým kotoučem či bubnem. Třením se poté přeměňuje kinetická energie vozidla na tepelnou energii, odváděnou do okolí. U závodních automobilů se výrazným brzděním generuje zvláště velké množství tepla, a proto je třeba, aby byl celý brzdový systém tomuto přizpůsoben tak, aby se příliš nesnižoval brzdný účinek. Může se například jednat o použití odolných komponent a také výběr brzdové kapaliny vhodné pro vyšší provozní teploty. [1]

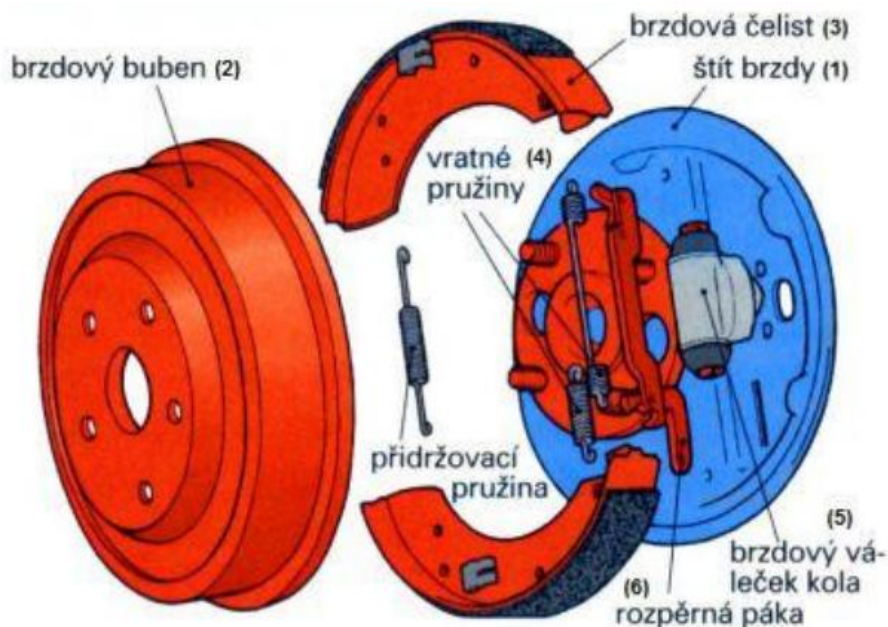


Obrázek 1.1: Rozložení částí brzdového systému[6]

Funkce tohoto systému velmi závisí na správné činnosti každé jednotlivé komponenty (Obrázek 1.1). Zvláště důležitá je těsnost hydraulického či pneumatického okruhu. V následujícím přehledu bude pojednáno o jednotlivých komponentech.

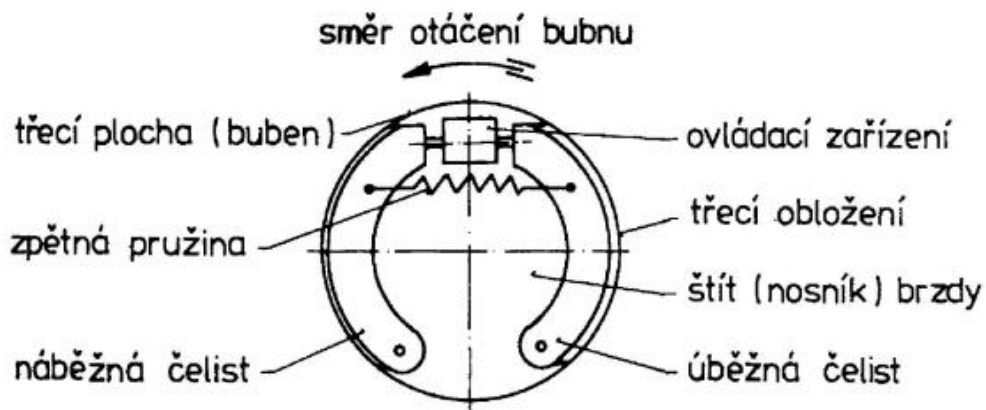
## 1.1 BUBNOVÉ TŘECÍ BRZDY

Na začátku automobilové éry se zpravidla používaly bubnové třecí brzdy s mechanickým ovládáním. Později se s novými výrobními možnostmi začalo využívat i hydraulických ovládacích okruhů. Kvůli nespolehlivosti a častým průsakům se ale mechanické ovládání v motorsportu ještě dlouho udrželo. V dnešní době se bubnové brzdy používají na zadních nápravách nižších tříd automobilů, kde se uplatní jako ruční brzdy. [1]



Obrázek 1.2: Konstrukce bubnové brzdy[5]

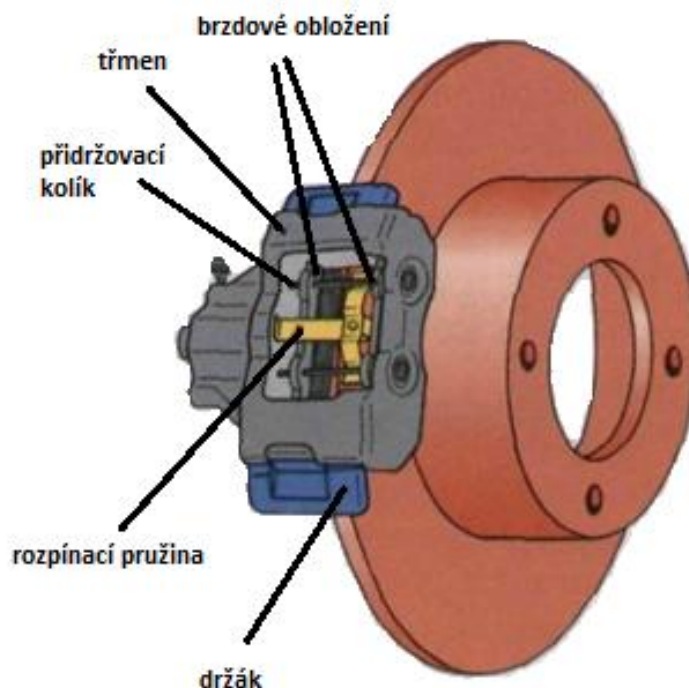
Principem funkce bubnové brzdy je přiblížení brzdových čelistí s třecím obložením k vnitřnímu povrchu otáčejícího se bubnu. Brzdové čelisti jsou umístěny uvnitř bubnu, kde jsou uloženy otočně či volně a rozevírány ovládacím zařízením (Obrázek 1.2 a 1.3). [2]



Obrázek 1.3: Vnitřní části bubnové brzdy[2]

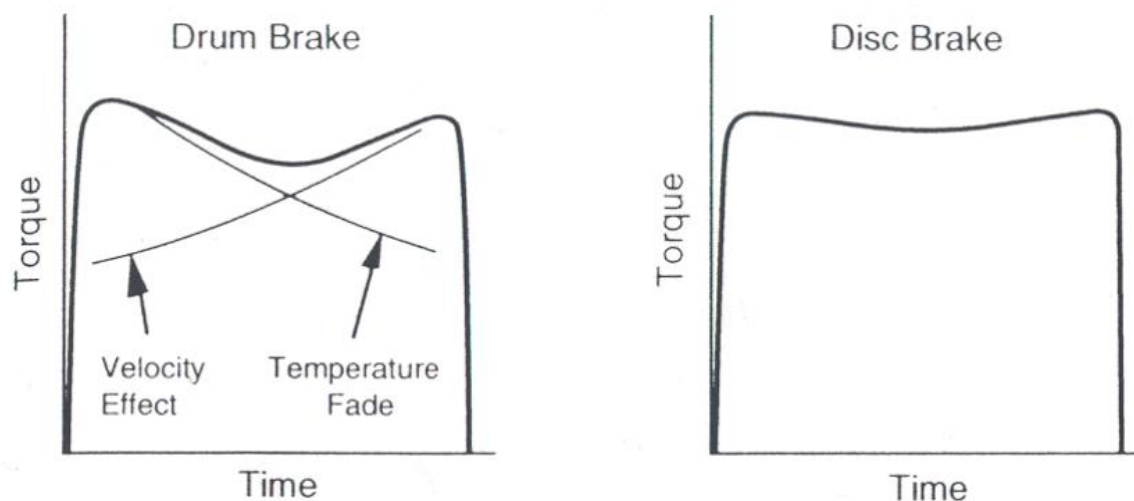
## 1.2 KOTOUČOVÉ TŘECÍ BRZDY

U kotoučové brzdy působí brzdové obložení axiálně na brzdový kotouč. Otáčející se částí je právě kotouč, jehož boky tvoří třecí plochy. Přenos síly bývá obvykle prostřednictvím hydraulického okruhu. Brzdový kotouč bývá připevněn na náboj kola, často ještě vybaven ocelovým krycím plechem, zabraňujícím přístupu nečistot na kotouč. [2]



Obrázek 1.4: Konstrukce kotoučové brzdy[5]

Oproti bubnovým brzdám se kotoučové brzdy vyznačují vyšší odolností vůči poklesu brzdného účinku během intenzivního brzdění (Obrázek 1.5).



Obrázek 1.5: Srovnání snížení brzdné účinnosti bubnové a kotoučové brzdy[1]

### 1.2.1 BRZDOVÉ KOTOUČE

Jako materiál brzdového kotouče se nejčastěji volí šedá litina či ocelolitina. Litina je výhodná zejména díky své tepelné vodivosti, pevnosti a levné výrobě. Podle účelů a míry zatížení lze využít i hliníkové slitiny, čímž dosáhneme menší hmotnosti výměnou za nižší teplotní odolnost. Hliníková slitina je tak vhodná spíše pro málo zatěžované kotouče (na zadní nápravy automobilů, motocykly). V motorsportu se nejčastěji používají ocelolitiny. Pro ty





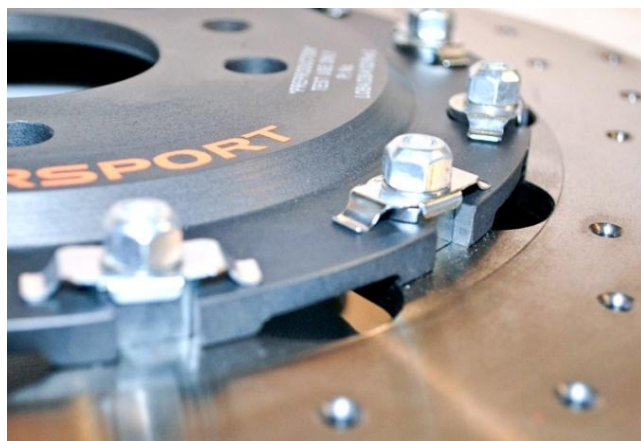
nejnáročnější podmínky se využívají kompozitní materiály kotoučů s příměsí karbonových vláken, nebo kotouče s keramickou maticí a keramickými vlákny. Tyto kotouče jsou vysoce odolné teplotám, které také rychle předávají do okolí, důležitý je pak zvláště přísun chladícího vzduchu. Nevýhodami je zejména velmi vysoká cena, složitá výroba a mírně omezené provozní teploty. Tyto kotouče totiž trpí měnícím se koeficientem tření při různé teplotě, proto se pro využití u méně zatížených brzd formule Student nehodí. Konstrukce kotouče lze rozdělit do dvou hlavních skupin – kotoučů pevných a kotoučů plovoucích. [1]

**Pevné kotouče** se vyznačují jednoduchou konstrukcí obsahující jak třecí plochy, tak i vnitřní část s dírami pro šrouby. Jedná se o jednoduché řešení vhodné pro běžné automobily. Nevýhodou je zde ale teplotní roztažnost, která namáhá celý kotouč a navíc je zde i zvýšený přestup tepla do střední části, tedy i na náboj. V konečném důsledku dochází k teplotnímu pnutí, kotouč se může zkroutit a teplo procházející skrz náboj snižuje životnost ložisek kola. Částečně lze tomuto předejít použitím hrncovitého tvaru kotouče, kdy se prodlouží cesta tepla do středu kotouče (obrázek 1.6). [1]



Obrázek 1.6: Litinový pevný brzdový kotouč

**Plovoucí kotouče** jsou oproti pevným rozděleny na dvě části – na věnec a unašeč (obrázek 1.7). Tyto části jsou pak spojeny čepy, které věnci s třecí plochou umožňují mírný axiální pohyb (zlepšuje reakční čas třmenů), a také umožňuje věnci zvětšit objem vlivem teplotní roztažnosti. Tím se minimalizuje pnutí unašeče a také se zmenší přestup tepla do středu kola. Další výhodou je také možná výměna pouze věnce kotouče bez demontáže unašeče. [1]



Obrázek 1.7: Litinový plně plovoucí brzdový kotouč [12]



Oba typy kotoučů lze dále modifikovat pro větší přestup tepla do okolí a další zlepšení funkčnosti. Různé úpravy ploch kotoučů jsou vyobrazeny na obrázku 1.8. Nejjednodušším řešením je odvrtání otvorů v třecí ploše věnce. Větrání lze nejlépe zlepšit vytvořením mezery uvnitř kotouče s použitím drážek směřujících vzduch ven (tzv. větrané kotouče). Funkci brzd dále zlepšují i drážky na povrchu třecích ploch, kdy se rotačním pohybem kotouče odstraňuje prach z povrchu třecích destiček a zvyšuje se tím koeficient tření mezi kotoučem a destičkou. Drážky navíc i odvádí vodu a čistí povrch od vniklých nečistot. [1]



Obrázek 1.8: Různé úpravy konstrukce brzdových kotoučů [14]

### 1.2.2 BRZDOVÉ TŘMENY

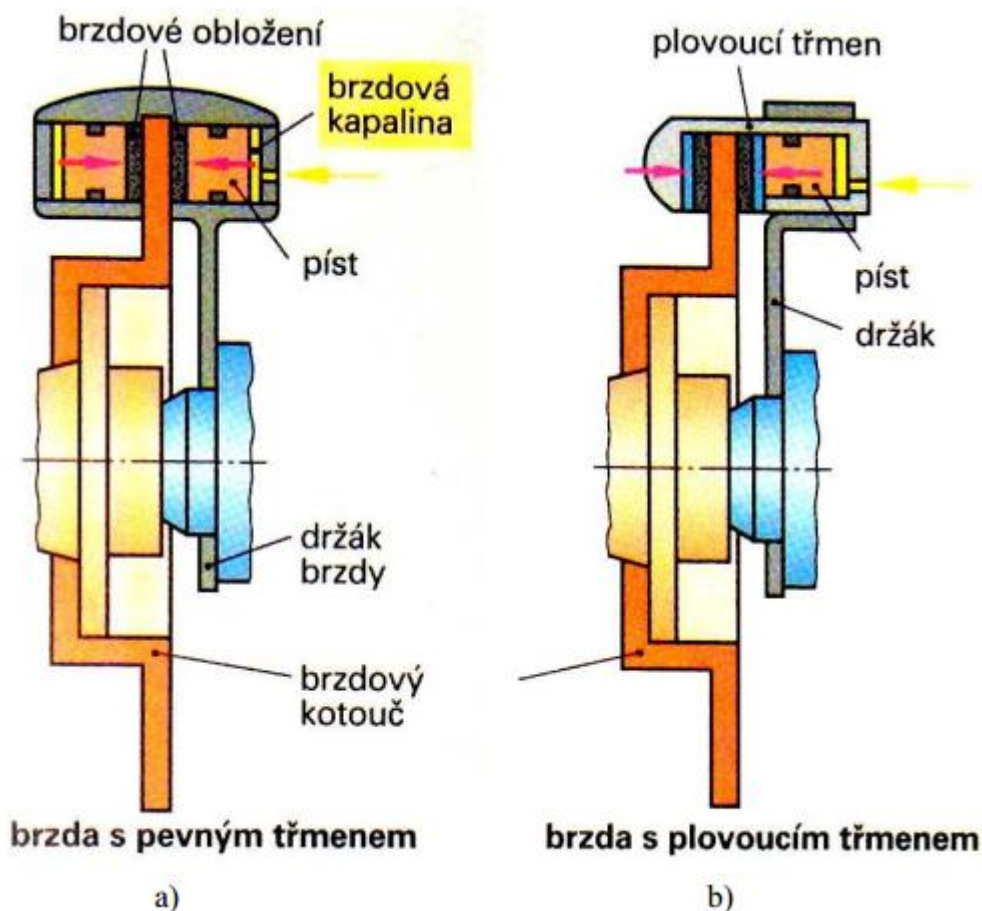
Brzdové třmeny slouží k vytvoření přitlačné síly mezi brzdovými destičkami a plochou kotouče. Zvýšením tlaku v brzdovém systému dojde k silovému působení třmenových pístků na brzdové destičky. Rozlišujeme dva hlavní typy brzdových třmenů (na obrázku 1.9).

**Plovoucí třmen** se skládá z držáku třmenu připevněného na těhlici a pohyblivé části obsahující pístky a brzdové destičky. Spojení je realizováno vodícími čepy. Toto řešení se díky jednoduché konstrukci a levné výrobě nejčastěji nachází u běžných osobních automobilů.

**Pevný třmen** se vyznačuje monolitickou konstrukcí s pevným uložením na těhlici. Brzdové pístky jsou umístěny proti sobě na obou stranách kotouče a jsou tak ovládány pouze silou od brzdové kapaliny. Výhodou je vysoká rychlost přitlačení destiček ke kotouči a také pevnější a lehčí konstrukce ve srovnání s plovoucím třmenem. Nevýhodou může být větší sklon k vibracím a tím k vyšší hlučnosti, což je ale vzhledem k častému použití těchto třmenů v motorsportu nepodstatné.

Jelikož jsou pístky ve třmenech vlivem tlaku v hydraulickém systému odtlačovány ze svého uložení, je zapotřebí zajišťovat i jejich vratný pohyb při poklesu tlaku v systému. Toho se dosahuje použitím pryžového kruhového těsnění uloženého v drážce ve třmenu. Při pohybu pístu se pryžový kroužek zdeformuje a vzniklá síla po uvolnění brzdového pedálu a poklesu tlaku pomáhá vrátit pístek do původní polohy. Počet pístků (u pevných třmenů dvojic pístků) se volí podle použití třmenu. Pro závodní účely se často používají 4-, 6- nebo i 8-pístkové provedení třmenů. S rostoucím počtem pístků se zlepšuje rozložení přitlaku destiček na kotouč.

Uložení třmenů na těhlici může být realizováno radiálně (osy spojovacích šroubů jsou kolmo na osu kotouče), nebo axiálně (osy spojovacích šroubů jsou rovnoběžné s osou kotouče). Radiální uložení bývá považováno jako lepší z hlediska přenosu sil do těhlice. [5]



Obrázek 1.9: Srovnání konstrukce pevného a plovoucího brzdového třmenu[5]

### 1.2.3 BRZDOVÉ DESTIČKY

Brzdové destičky jsou třecí segmenty ze speciálních materiálů na ocelové desce. Vlivem nárůstu tlaku v hydraulickém okruhu se začnou přitlačovat brzdové pístky na třecí destičky a narůstá tak koeficient tření mezi kotoučem a destičkou. Třecí materiál je nalisován na ocelovou podkladovou plochu destičky. Celá destička je pak udržována v pozici pomocí čepu. Materiály destičky se v průběhu let měnily, vytlačováno bylo použití zejména materiálů škodících lidskému organismu, jako například asbest. Výběr materiálu je dán zejména účelem (běžný/závodní) a také vhodností k materiálu kotouče. [1]

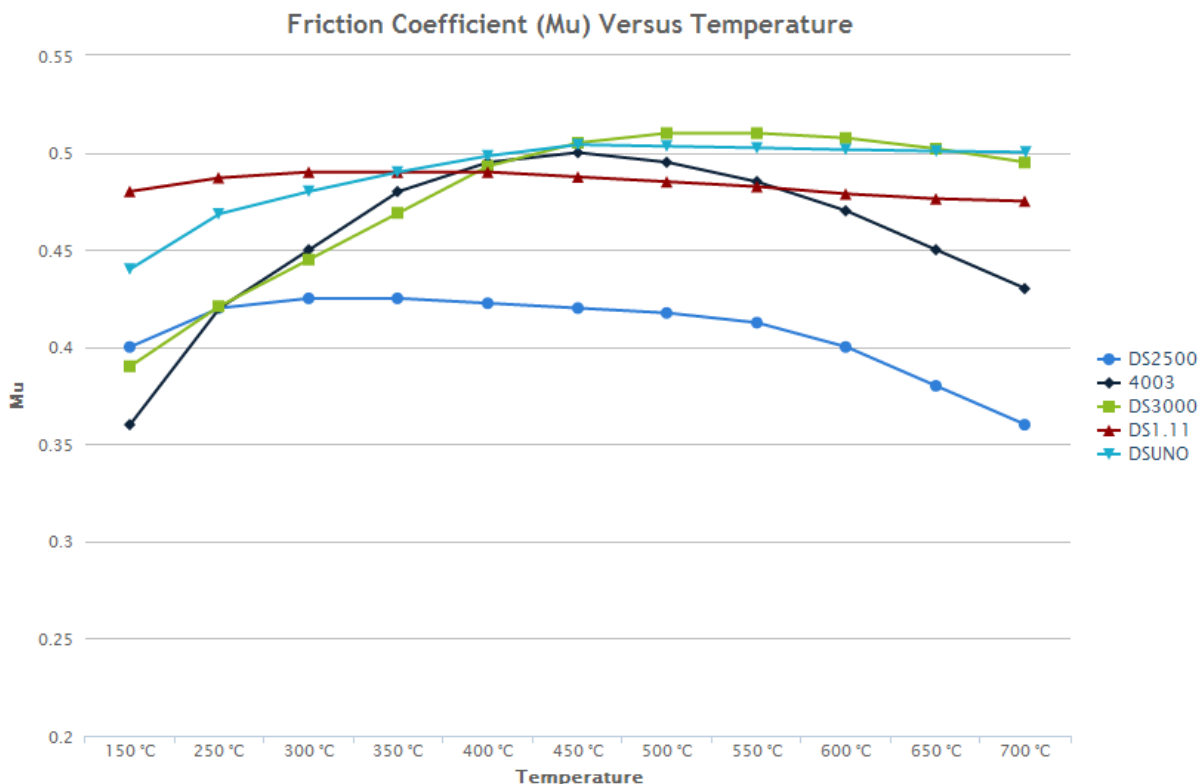
**Polo-metalické** destičky se skládají z 30-65 % kovu, směs je tvořena nasekanou mědí, železným prachem a ocelovou vlnou smíchanou s modifikátory tření. Vyznačují se vyšší hlučností, vyšším opotřebením kotouče a sníženou účinností při nízkých teplotách. Dosahují ale vysokých třecích koeficientů.

**Organické** destičky obsahují vlákna organických látek, jako například uhlík, guma, sklo, kevlar. Vyznačují se nízkou hlučností, ale rychleji se opotřebovávají.

**Nízko-metalické** mají obsah kovu 10-30 %, směs tvoří měď, nebo ocelová vata. Díky vyššímu obsahu kovu mají vyšší teplotní vodivost, ale jsou díky tomu i hlučnější.

**Keramické** destičky jsou tvořeny směsí keramických vláken s plnidly. Jejich výhodou je zejména tichý a čistý provoz s výborným brzdícím účinkem.





Graf 1: Pracovní oblasti brzdových destiček FERODO[13]

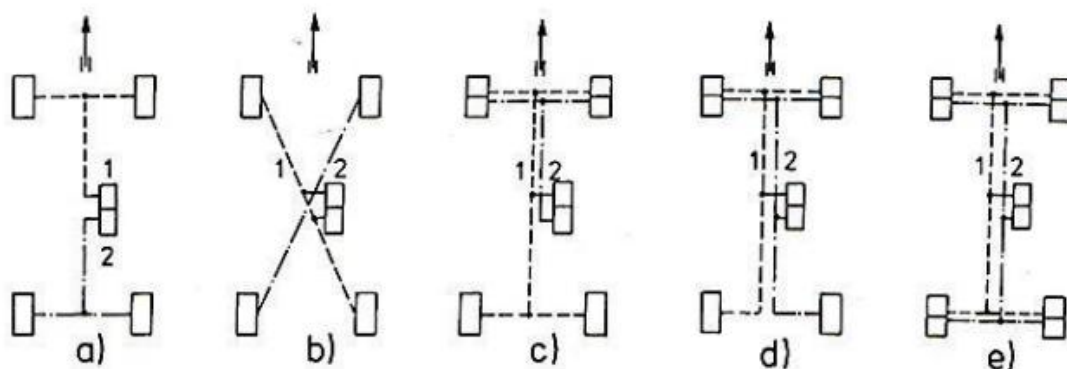
Obecně platí, že čím větší je koeficient tření třecích segmentů, tím větší bývá jejich opotřebení a také sklon ke změně koeficientu tření v závislosti na změnách provozní teploty – viz. Graf 1. K tomu se také přidává větší hlučnost, projevující se pískáním, vrzáním či skřípotem.

Pískání brzdových destiček se projevuje zejména při nízkých rychlostech a tudíž při malých ovládacích silách. Tento jev je způsoben rozvibrováním destiček, které jsou v kontaktu s kotoučem pouze bodově. Zatímco v osobních automobilech se snaží výrobci pískání potlačit, v závodním použití se řeší jiné vlastnosti, jako například přestup tepla a opotřebení. [1]

## 1.3 OVLÁDACÍ SYSTÉM BRZD

### 1.3.1 HYDRAULICKÝ BRZDOVÝ SYSTÉM

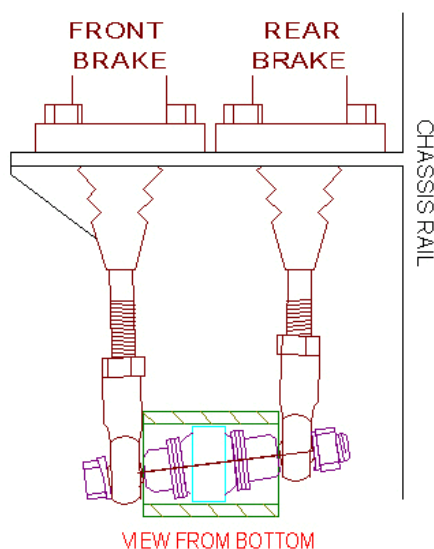
Hydraulický brzdový systém využívá k přenosu brzdové síly od pedálu řidiče kapalně médium – brzdovou kapalinu. Systém bývá zpravidla kvůli bezpečnosti rozdělen na více okruhů (obrázek 1.10), přičemž každý okruh ovládá brzdy různých kol, případně duplikuje první okruh.



Obrázek 1.10: Schéma používaných způsobů zapojení okruhů [2]

Pro motorsportové využití se s výhodou využívají dva okruhy, přičemž jeden okruh ovládá brzdy přední nápravy a druhý ovládá brzdy zadní nápravy. Změnou velikosti brzdových válců pak lze nastavit rozdělení tlaku v jednotlivých okruzích. Zatímco se v běžných vozidlech často používá posilovače brzd snižujících potřebnou ovládací sílu řidiče, v motorsportu se z důvodu snížení hmotnosti tohoto řešení nepoužívá. Hydraulický systém tak musí být navrhnut tak, aby ho bylo možné ovládat silou řidiče.

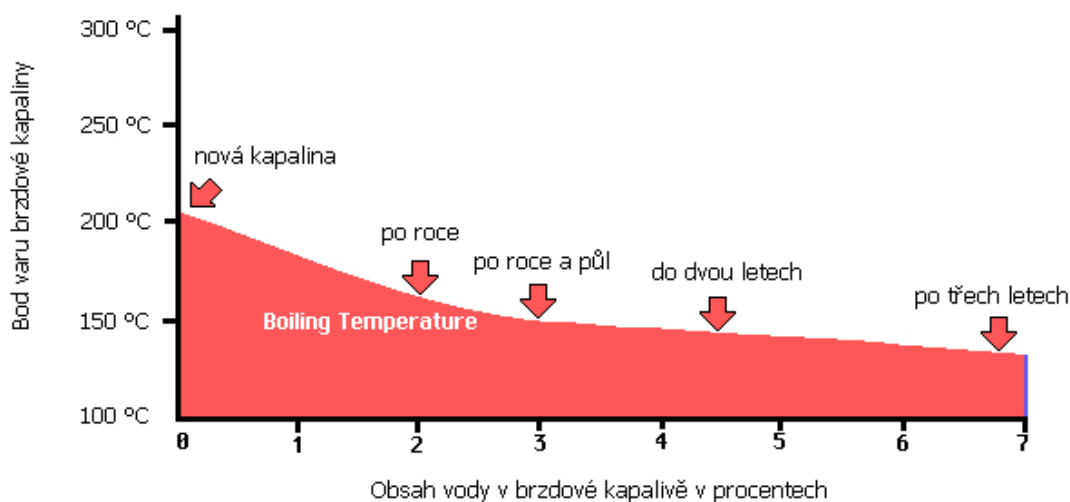
Základními komponenty ovlivňujícími tlaky v hydraulických okruzích jsou zejména hlavní brzdové válce. S pomocí vahadla lze poté přesně rozdělit silové působení od pedálu na jednotlivé brzdové válce. Schéma takového vahadla je zobrazeno na obrázku 1.11.



Obrázek 1.11: Schéma funkce vahadla rozdělení brzdných tlaků [15]

**Brzdová kapalina** zajišťuje přenos síly z hlavního brzdového válce na válce v kolových brzdách prostřednictvím tlaku. Mezi základní vlastnosti, které požadujeme po brzdové kapalině, patří zejména její nestlačitelnost i při vysokém teplotním zatížení. Dále je to také její časová chemická stálost (graf 2) a malá reaktivita s pryžovými prvky. Brzdové kapaliny jsou členěny do několika výkonnostních tříd například dle specifikace DOT.[1]

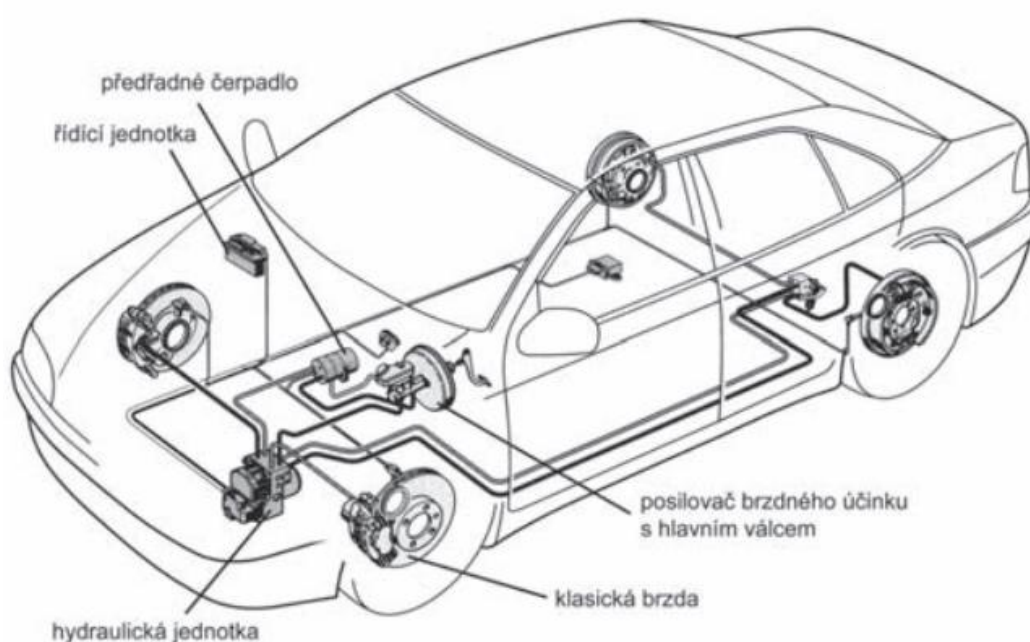
Půběh bodu varu brzdové kapaliny DOT 3



Graf 2: Graf kontaminace brzdové kapaliny vodou[16]

### 1.3.2 ELEKTROHYDRAULICKÝ BRZDOVÝ SYSTÉM

Zatímco hydraulický systém je ovládán přímo pedálem řidiče, tak elektrohydraulický systém (na obrázku 1.12) je založen na zjištění síly působící na brzdový pedál. Jednotka poté tento pokyn vyhodnotí a pro každé jednotlivé kolo vypočítá potřebný brzdový tlak. Takovéto řešení umožňuje přesné dávkování brzdícího účinku v reálném čase pro různé zpomalení, adhezní podmínky a dnes také v závislosti na aktuálním brzdění pohonnou jednotkou, která také zajišťuje regeneraci brzdící energie. Při výpadku systému je síla, kterou působí řidič na pedál, přímo přenášena přes hydraulický válec na brzdy kol a nehrozí tak ztráta ovladatelnosti brzd vozů. [2]

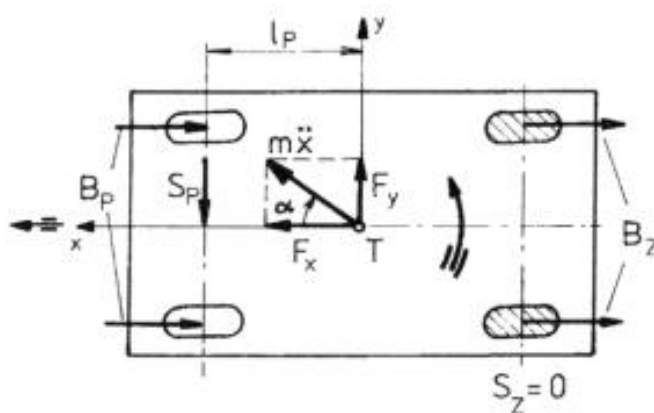


Obrázek 1.12: Schéma elektrohydraulického brzdového systému[24]

## 2 SMĚROVÁ STABILITA PŘI BRZDĚNÍ

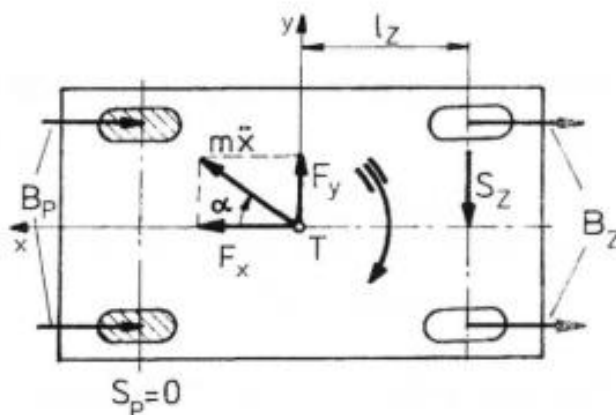
Při brzdění vozidla je pro bezpečnost a ovladatelnost důležitá směrová stabilita. Je ovlivněna rozdělením brzdných tlaků, polohou těžiště a dalšími faktory. Rozhodujícím faktorem směrové stability je pořadí, ve kterém dojde k zablokování jedné z náprav.

**Nestabilní stav** nastává v situaci, kdy jsou nejprve zablokována kola zadní nápravy. Zatímco kola zadní nápravy nepřenášejí žádné boční síly, tak na kolech přední nápravy vzniká silová dvojice  $S_p \cdot l_p = F_y l_p$ , která stáčí vozidlo kolem svislé osy od směru setrvačné síly a zvětšuje tak úhel odklonění  $\alpha$ . Pokud setrvačná síla nepůsobí v ose vozidla, dochází ke vzniku stáčivého momentu, zvětšování úhlu  $\alpha$  a vůz se v důsledku toho neovladatelně stáčí. Tento stav je zvláště při vyšších rychlostech velmi nebezpečným a pro bezpečné dobrzdění je zapotřebí rychlých reakcí řidiče na řízení.



Obrázek 2.1: Nestabilní stav - vznik stáčivého momentu[3]

**Stabilní stav** nastává v situaci, kdy se nejdříve zablokují kola přední nápravy. Boční sílu pak přenášejí pouze kola zadní nápravy. Vzniká silová dvojice  $S_z l_z = F_y l_z$  působící v opačném smyslu než u nestabilního stavu a vzniklý moment zmenšuje úhel  $\alpha$  a tím udržuje směr vozidla v přímém směru. Brzdový systém by měl být navržen tak, aby zajistil rozdělení brzdných tlaků zajišťující zablokování předních kol vždy jako první. [3]



Obrázek 2.2: Stabilní stav - vyrušení stáčivého momentu[3]



## 3 FORMULA STUDENT

### 3.1 SOUTĚŽ FORMULA STUDENT

Formula Student je prestižní konstrukční soutěž pro studenty technických škol. Původně vznikla v USA, ale v roce 1998 se začaly pořádat soutěže i v Evropě a v současné době je poměrně rozšířená i v Asii, Jižní Americe a dokonce Austrálii. Celkově se této soutěže účastní více než 600 týmů.

Úkolem studentů je navrhnout a vyrobit vůz formulového typu pro zákazníka, kterého představuje například víkendový neprofesionální závodník. Mezi požadavky na takový vůz patří zejména výborná ovladatelnost a vysoký výkon. Vůz musí být ale také levný, spolehlivý a hlavně konkurenceschopný. Produkční plán je 1000 vozů na rok. V soutěži pak musí každý tým prezentovat jeden prototyp.

Vlastní soutěž se skládá ze statických disciplín, kde se před odbornou porotou prezentuje technická stránka vozu a také strategický byznys plán výroby a prodeje vozů.



*Obrázek 3.1: Společná fotografie účastníků soutěže Formula Student Germany 2013[17]*

Druhou částí soutěže jsou dynamické disciplíny, kde se prověřuje konkurenceschopnost vozu na specifických disciplínách. Testuje se zde akcelerace na 75 m, jízda na Skid-padu (test zavěšení), autokros (jedno kolo na trati z kuželek) a na závěr je prověřena spolehlivost, rychlost a spotřeba paliva vozů na vytrvalostním 22 km dlouhém závodě. Každá disciplína je obodována a vítězem se tak stává tým s nejvyšším bodovým ohodnocením. Před samotnými dynamickými disciplínami, kde z monopostů dostávají piloti maximum, je ale zapotřebí nejdříve projít důkladnými technickými přejímkami, kde se posuzuje shoda konstrukce vozu s přísnými pravidly, která jsou zavedena zejména pro bezpečnost pilotů a okolních účastníků.





Obrázek 3.2: Vůz Dragon 3

Jedním z hlavních testovaných funkcí vozu je stabilní brzdění se zablokováním všech kol. Tento test se provádí při rychlosti dané inspektory a je nutné, aby došlo k zablokování přední nápravy a až následně i zadní nápravy. Dalším požadavkem je přímý směr brzdění bez větších vybočení.

### 3.2 POŽADAVKY NA BRZDOVÝ SYSTÉM DLE PRAVIDEL FSAE

- 1) Vozidlo musí být vybaveno brzdným systémem, který působí na všechna čtyři kola, jež budou ovládána z jednoho samostatného prvku
- 2) Brzdový systém musí obsahovat dva navzájem nezávislé hydraulické okruhy zapojené tak, aby v případě úniku brzdové kapaliny, či selhání některé z jeho částí byl zajištěn dostatečný brzdný účinek alespoň na dvou kolech. Každý hydraulický okruh musí mít vlastní zásobník brzdové kapaliny.
- 3) Je povoleno použití samostatné brzdy působící na limited-slip diferenciál.
- 4) Brzdový systém musí být schopný během brzdového testu zablokovat všechna čtyři kola.
- 5) Ovládací systémy „drive-by-wire“ jsou zakázány.
- 6) Je zakázáno používat plastové (neopancéřované) vedení brzdové kapaliny
- 7) Brzdový systém musí být chráněn kryty, které jej ochrání od případného selhání pohonného systému nebo od menších kolizí.
- 8) Žádná část brzdového systému nesmí být pod úrovní rámu nebo monokoku vozidla.
- 9) Brzdový pedál musí být navržen tak, aby odolal síle 2000 N, a nesmí také dojít k selhání jakékoli části brzdové soustavy nebo pedálové skupiny. Test může být proveden stlačením

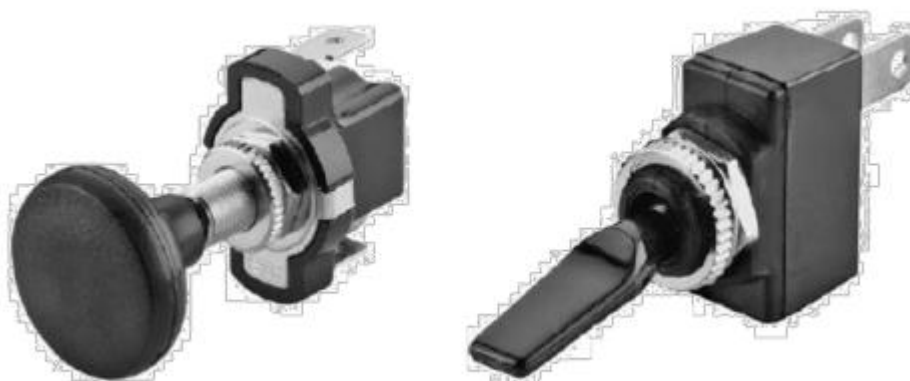


pedálu maximální silou, kterou může vyvolat jakýkoli komisař při usednutí do normální pozice v sedačce vozu.

- 10) Brzdový pedál musí být vyroben z oceli, hliníku či titanu.

### **Přepínač přeběhnutí pedálu**

- 11) Ve voze musí být instalován přepínač přeběhnutí brzdového pedálu jako součást vypínací soustavy a musí být sériově připojen na vypínací tlačítka. Přepínač musí být instalován tak, aby v případě selhání brzdového systému pedál přepnul tento přepínač do polohy, ve které se vypne elektrický systém vozu. (obrázek 3.3)
- 12) Opakovaná aktivace přepínače přeběhnutí nesmí zapnout elektrický systém a přepínač musí být navrhnout tak, aby jej nemohl pilot znovu zapnout.
- 13) Přepínač přeběhnutí brzdového pedálu musí být spojen výhradně s analogovými součástmi. Spojení s programovatelnými ovladači, jednotkami a podobnými digitálními zařízeními je zakázáno.
- 14) Přepínač přeběhnutí pedálu musí být mechanický dvoupolohový (tlačný nebo tažný).



*Obrázek 3.3: Možné varianty spínače přeběhnutí brzdového pedálu[7]*

### **Brzdové světlo**

- 15) Vůz musí být vybaven červeným brzdovým světlem. Brzdové světlo musí mít černé pozadí a obdélníkový, trojúhelníkový či oválný tvar s minimálním vyzařujícím povrchem aspoň 15 cm<sup>2</sup>. Brzdové světlo musí být zezadu jasně viditelné i na přímém slunci.
- 16) Brzdové světlo musí být umístěno vertikálně mezi osou kol a úrovní ramen řidiče a tak, aby přibližně leželo na podélné ose vozidla. [7]



## 4 ROZBOR A ZHODNOCENÍ BRZDOVÉHO SYSTÉMU FORMULE DRAGON 1 A DRAGON 2

Poznatky z nedostatků dvou předchozích vozů Dragon navržených a postavených bývalými členy týmu TU Brno Racing posloužily k vylepšení brzdového systému formule Dragon 3. Koncepce vozů jsou velmi podobné, zejména co se týče geometrie náprav a pohonu. Brzdové systémy vozů Dragon 1 a Dragon 2 používaly značně rozdílné brzdové komponenty. V následující části jsou tyto rozdílnosti popsány.



Obrázek 4.1: Generace vozů týmu TU Brno Racing (Dragon 1 nahoře, Dragon 2 dole)[17]

### 4.1 BRZDOVÉ TŘMENY

U první generace formule Dragon byly zvoleny na všech kolech pevné dvoupístkové brzdové třmeny DynaPro Single (obrázek 4.2) amerického výrobce Wilwood. Tyto třmeny jsou z hliníkové slitiny a obsahují pístky o průměru 35,1 mm z nerezové oceli. Jsou osazeny čtyřmi odvzdušňovacími šrouby, což časově prodlužovalo servisní operace na brzdovém systému. Největším problémem těchto brzdových třmenů je jejich vysoká hmotnost, navyšující hmotnost neodpružených hmot kol a tím pádem i zhoršující jízdní vlastnosti vozu.



Obrázek 4.2: Brzdový třmen Wilwood DynaPro Single[18]

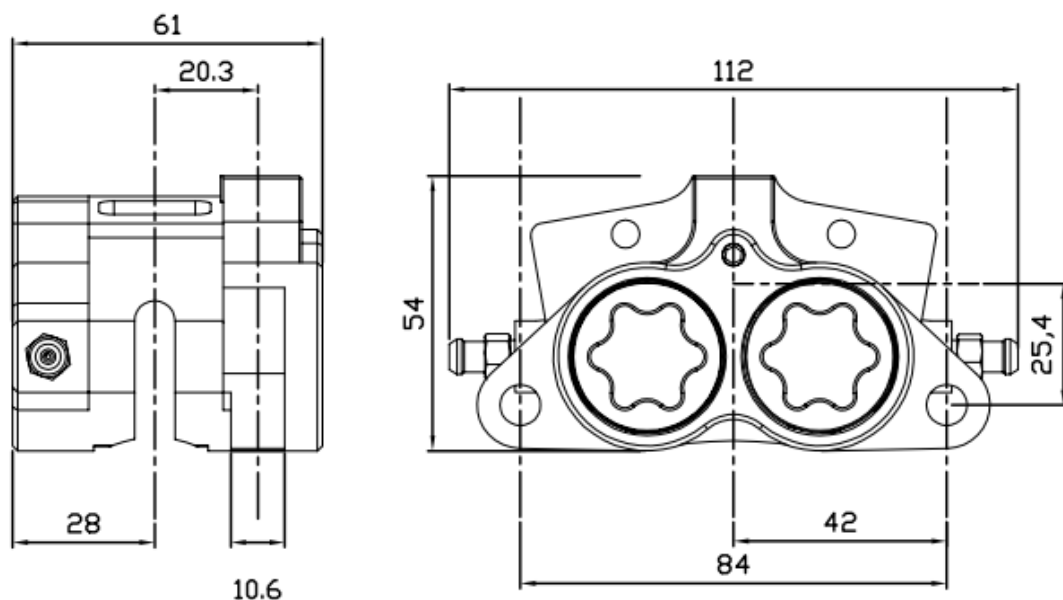




Dalším nedostatkem u vozu Dragon 1 byl i výběr stejných brzdových třmenů na přední i zadní nápravu. Vzhledem k tomu, že z rozložení hmotnosti vozu a polohy těžiště tohoto vozu vyplývá nutnost přerozdělit brzdný účinek kol výrazně na přední nápravu, tak se poté jeví použití brzdových třmenů se stejnými počty a průměry brzdových pístků poněkud nešťastné. Přerozdělení brzdného účinku lze sice nastavit polohou vahadla rozdělení brzdných tlaků, avšak dochází ke zhoršení možností nastavení.

Vzhledem k tomu, že vůz Dragon 1 byl spíše prvním prototypem, než vyladěným závodním speciálem, nebylo získáno dostatek adekvátních dat z testování a jeho provozu. Následující rok pracoval tým na novém vozu s názvem Dragon 2 a brzdový systém byl po zkušenostech s předchozí evolucí značně odlehčen a navržen s ohledem na přesun hmotnosti při brzdění.

Pro brzdový systém vozu Dragon 2 byly zvoleny na přední nápravu velmi lehké hliníkové čtyřpístkové brzdové třmeny od švédského výrobce ISR (obrázek 4.3). Vedle nízké hmotnosti tyto třmeny vynikají také malými zástavbovými rozměry. Jediným problémem byla zvolená varianta axiálního připevnění třmenu k těhlici, čímž se značně zkomplikovala výměna brzdových destiček.



Obrázek 4.3: Náčrt brzdového třmenu ISR 22-048[19]

Na zadní nápravě byly sice správně zvoleny dvoupístkové třmeny (obrázek 4.4), ale zvolená varianta upevnění třmenu se ukázala jako velmi problematická. Tyto zadní brzdové třmeny jsou k těhlici upevněny pouze jedním šroubem a vlnitou tvarovou plochou, která je ale zároveň i plochou plnou koncentrátorů napětí. Při vysokém závodním zatížení následně došlo k utržení třmenu přesně v tomto místě. Následná oprava byla velmi složitá a pokračování v závodě umožnila jen pomoc ochotného člena z konkurenčního týmu.



Obrázek 4.4: Zadní brzdový třmen ISR 22-049

## 4.2 BRZDOVÉ KOTOUČE

Vzhledem k snaze snížit hmotnost neodpružených hmot a potažmo celého vozu Dragon 1, byly vybrány kotouče z lehké hliníkové slitiny Wilwood Aluminium Sprint/Midget (obrázek 4.5). Tyto pevně, na třech šroubech uložené kotouče o průměru 269 mm jsou pro snížení hmotnosti a zlepšení chlazení axiálně odvrtné.



Obrázek 4.5: Brzdový kotouč Wilwood Aluminium Sprint/Midget[21]

Tak jako brzdové třmeny tak i kotouče nebyly správně vybrány s ohledem na následné využití. Hliníkové kotouče mají s vysokým zatížením tendenci vadnout, neboli ztrácet brzdný účinek vlivem snižování koeficientu tření mezi kotoučem a třecím obložením. Tento jev se následně při testech u vozu Dragon 1 také potvrdil. Zamýšlené snížení hmotnosti kotoučů použitím lehkého hliníkového materiálu se také minulo účinkem, jelikož použitá hliníková slitina je náchylná k teplotám, které vznikají třením mezi kotoučem a obložením. Výrobce toto řeší zvětšením tloušťky kotouče, čímž se hmotnost přiblíží ocelovým kotoučům.

V případě vozu Dragon 2 opět došlo k výraznému zlepšení návrhu, kdy byly místo zcela nevhodných hliníkových vybrány kotouče ocelové s pravidelným odvrtním pro nižší



hmotnost. Změna proběhla i v konstrukci, kdy se přešlo k použití plovoucích kotoučů o průměru 240 mm usazených na pevném hliníkovém nosiči spojeném s kotoučem čepy (obrázek 4.6). Došlo tak k lepšímu přilnutí destiček na povrch kotouče a současně se také omezil přestup tepla směrem do středu kola, čímž se zvýšila životnost ložisek kol.



Obrázek 4.6: Brzdový kotouč ISR[22]

Vzhledem ke kvalitním výrobkům a cenám uzpůsobeným týmům Formule Student zde byly zakoupeny i brzdové destičky, kotouče a další nezbytné vybavení pro sestavení celého hydraulického systému brzd.

### 4.3 BRZDOVÉ DESTIČKY

Výběr brzdových destiček je závislý na materiálu kotouče a na požadovaném použití. U formule Dragon 1 byly pro hliníkové kotouče zvoleny kompatibilní destičky stejného výrobce Wilwood s označením 150- 9766K. I přesto že tyto destičky jsou určeny pro použití s hliníkovými kotouči, docházelo k velmi rychlému opotřebení a zhoršování brzdného účinku.

V dalším roce byly pro ocelové kotouče od výrobce ISR zvoleny jím doporučené destičky. V následných testech vozu Dragon 2 se ukázala tato volba správná. Malým nedostatkem ale byla velká závislost koeficientu tření mezi destičkou a kotoučem na teplotě. Ve výsledku se k dobrým brzdným účinkům systém vozu dostal až po zahřátí na „provozní“ teplotu cca 150°C. Tato vlastnost vybraných destiček je ale společná pro brzdové destičky pro vysoké zatížení v závodním použití.

### 4.4 HLAVNÍ BRZDOVÉ VÁLCE

Základním prvkem ovlivňujícím tlak v hydraulických okruzích předních a zadních brzd je průměr pístků hlavních brzdových válců. U první generace vozu byly opět nevhodně zvoleny stejné průměry obou pístků hlavních brzdových válců. K tomu se ještě přidala jejich vysoká hmotnost a nekvalitní provedení.



V následující sezoně se přešlo k využití lehčích brzdových válců firmy AP Racing. Na každý brzdový okruh byl použit válec s rozdílným průměrem pístku, čímž se dosáhlo optimálního základního nastavení na vahadlu rozdělení brzdných tlaků a tak lepším možností nastavení. Při testech a závodech ale velmi často docházelo k nízkému brzdnému účinku a občasnému přebrzdění zadní nápravy, vedoucího k přetočení vozu. Chybou nejspíše bylo selhání těsnění některého z členů hydraulického systému přední nápravy a následnému rychlému zavzdušnění okruhu. Ukazuje to tak na nejen nutnost navrhnout systém na podmínky co nejvíce podobné reálnému provozu, ale také na potřebu velmi důsledného servisu brzdové soustavy a její kontroly.



## 5 VSTUPNÍ PARAMETRY PRO NÁVRH HYDRAULICKÉHO OKRUHU VOZU DRAGON 3

Monopost Formule Student pro sezonu 2012/2013 označovaný jako Dragon 3 byl opět vybaven dvouokruhovým hydraulickým brzdovým systémem. I přesto, že se tento vůz od svého předchůdce lišil v rozmístění některých částí a konstrukci, bylo stále vhodné pro následný výpočet hydraulického okruhu použít vstupní parametry z předchozího vozu Dragon 2 a následně je upravit dle celkového počítačového modelu vozu Dragon 3. Jedná se zejména o hmotnost vozu a jeho polohu těžiště, jelikož ale nebylo možno tyto parametry zjistit z počítačového modelu, přistoupilo se k měření těchto hodnot.

### 5.1 MĚŘENÍ POLOHY TĚŽIŠTĚ VOZU DRAGON 2

Měření polohy těžiště bylo provedeno zvážením vozu, při použití profesionálních vah. Pod každé kolo byla umístěna váha a odečtena hmotnost. Dále byl z modelu zjištěn rozvor a rozchod vozu a následným výpočtem z těchto hodnot byla zjištěna podélná a příčná poloha těžiště vozu. Zatížení vozu odpovídalo stavu při závodech, tedy včetně provozních hmot a pilota (71 kg).

#### Statické zatížení kol

$$L_f = 72 \text{ kg}$$

$$R_f = 66 \text{ kg}$$

$$L_r = 66 \text{ kg}$$

$$R_r = 69 \text{ kg}$$

#### Celková váha vozu

$$m_T = L_f + R_f + L_r + R_r \quad (1)$$

$$m_T = 273 \text{ kg}$$

#### Rozvor náprav

$$L_w = 1600 \text{ mm}$$

#### Rozchod přední nápravy

$$L_F = 1362 \text{ mm}$$

#### Podélná poloha těžiště (od přední nápravy)

$$a = \frac{L_f + R_f}{m_T} L_w \quad (2)$$

$$a = 809 \text{ mm}$$

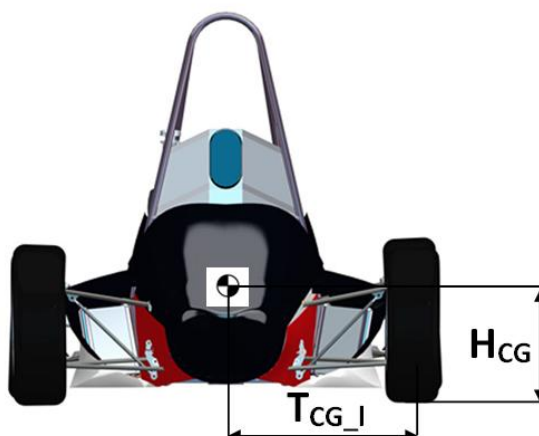


Obrázek 5.1: Podélná poloha těžiště

**Příčná poloha těžiště (od levého kola)**

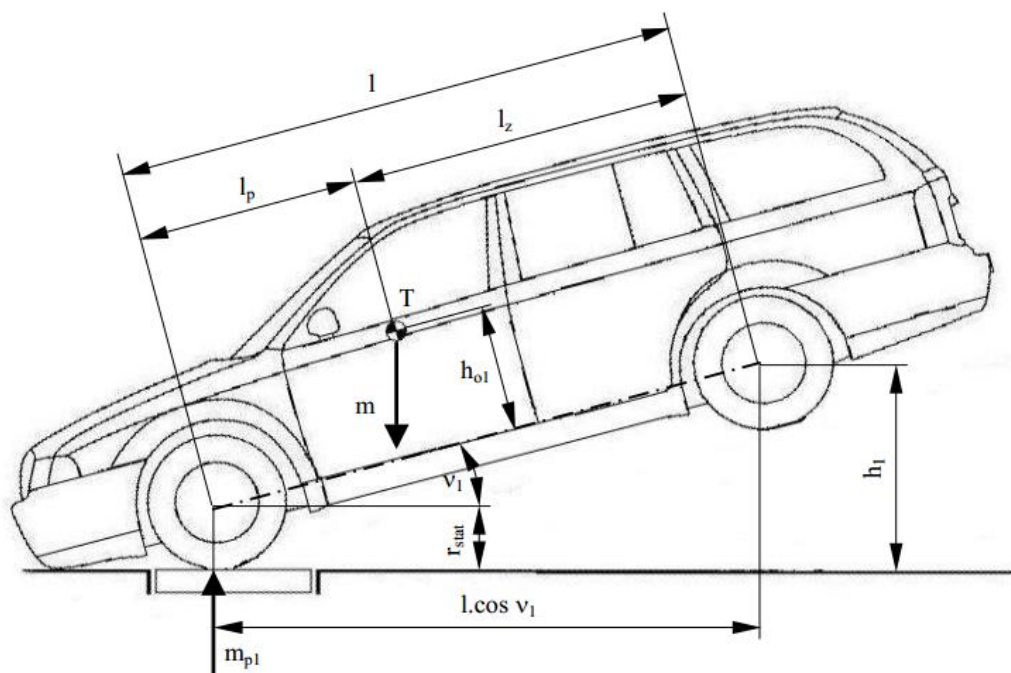
$$T_{CG\_l} = \frac{L_f + L_r}{m_T} L_F \quad (3)$$

$$T_{CG\_l} = 688,48 \text{ mm}$$



Obrázek 5.2: Příčná poloha těžiště

Následně bylo zapotřebí určit výšku těžiště vozu od země. Toto měření bylo provedeno postupným zvedáním přední části vozu do výšky. Váhy pod zadními koly měřily hmotnost připadající na zadní nápravu. Pro každý bod měření bylo zapotřebí zapsat příslušnou hmotnost na zadní nápravě a výšku zdvižení přední nápravy. Podle vztahu (5) pak byla vypočítána výšková poloha těžiště vozu.



Obrázek 5.3: Schéma výškové polohy těžiště[4]

Formule byla zvedána přední částí rámu, 28 bodů měření proběhlo při náklonu 4,5° až 35°. Měření ale komplikovala skutečnost, že těžiště vozu leží pravděpodobně přibližně v úrovni výšky středu kol. Přitěžování zadní nápravy by se pak nemělo zvyšovat. Jelikož ale byly použity váhy s přesností měření na 1 kg, tak docházelo k nepřesnostem a výsledkem bylo nepřesné určení výšky těžiště.

#### Statická momentová rovnice (pro případ na obrázku 5.3)

$$m_{pl} l \cos v_1 - m (h_{o1} \sin v_1 + l_z \cos v_1) = 0 \quad (4)$$

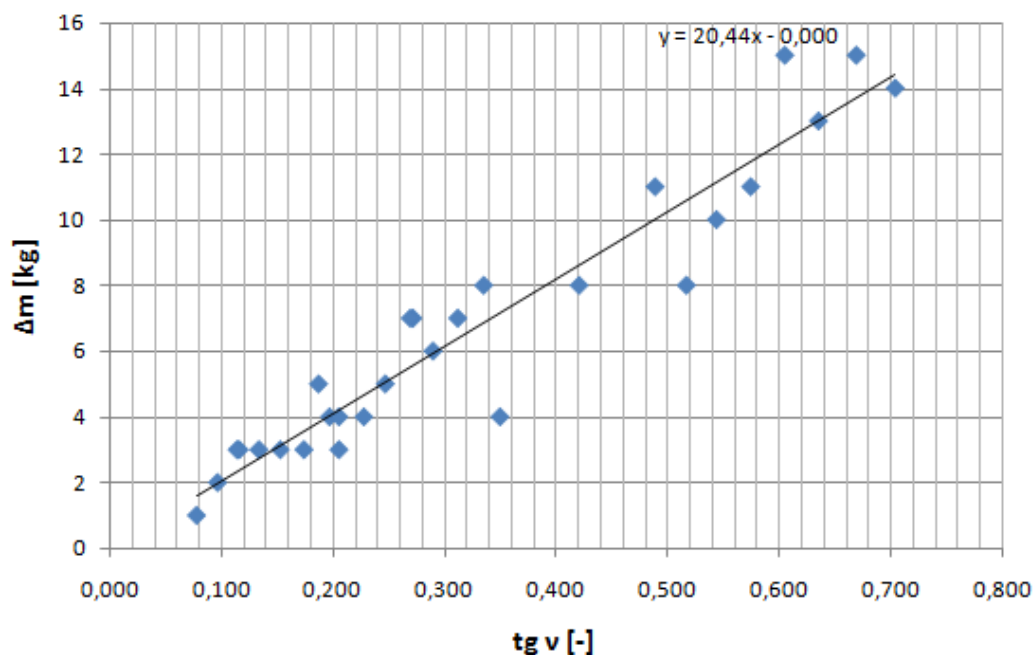
Úpravou předchozí rovnice dostaneme pro náš případ rovnici

$$H_{CG} = \frac{m_p L_W}{m_T \tan v} \quad (5)$$

Naměřená data shrnuje následující graf 3, rozptyl dat je dán nedostatečnou přesností vážení. Zvýšit přesnost by bylo možné měřením přitížení při velkých náklonech formule (nad 40°) ale to bylo technicky v daných podmínkách neuskutečnitelné.



### Závislost změny zatížení na úhlu naklonění



Graf 3: Závislost změny zatížení na úhlu naklonění

### Výsledná výška těžiště zjištěná měřením na voze Dragon 2

$$H_{CG} = 370,8 \text{ mm}$$

Základní představa o poloze těžiště zde ale byla dána i tak a těžiště vozu Dragon 3 bylo stejně zapotřebí vzhledem k odlišnosti konstrukce odhadnout s přihlédnutím k měření na voze Dragon 2. Vzhledem k posílení rámu v přední oblasti, umístění výfuku, nádrže a dalších komponent níže a více do středu vozu, byla výška těžiště odhadnuta na 320 mm od země.



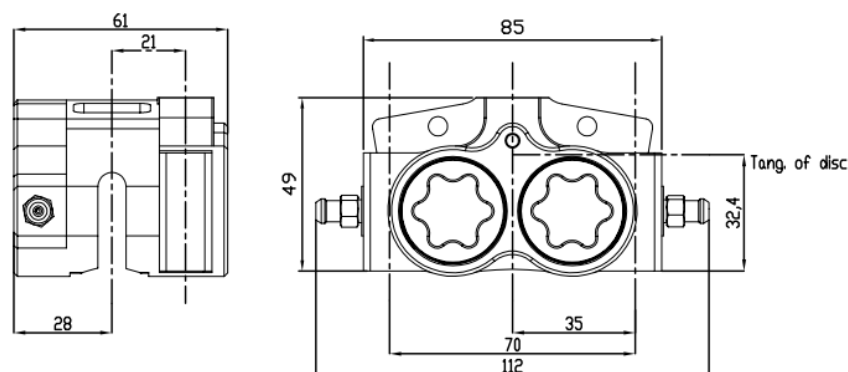


## 6 NÁVRH KOMPONENT BRZDOVÉHO SYSTÉMU VOZU DRAGON 3

Společným cílem všech konstrukčních skupin pracujících na novém voze byla snaha o co největší odlehčení všech komponent při současném zachování dostatečné pevnosti. V případě brzdového systému byla dosažena výrazná úspora hmotnosti již předchozí rok a pro nový vůz měl tento trend pokračovat.

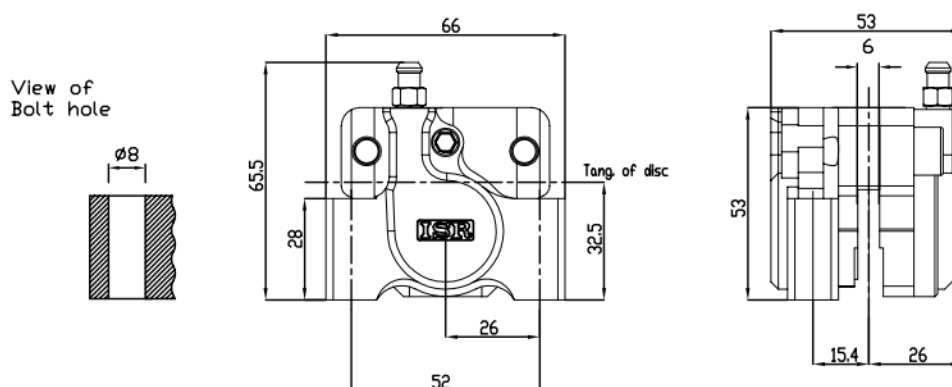
### 6.1 BRZDOVÉ TŘMENY

Stejně jako předchozí rok byly i pro vůz Dragon 3 vybrány ověřené brzdové třmeny švédského výrobce ISR Brakes. Na přední nápravě tak budou použity čtyřpístkové pevné třmeny, tentokrát ale ve variantě s radiálním uchycením tělesa třmenu k těhlici (na obrázku 6.1). Hmotnost třmenu je 460g. Toto provedení by mělo zlepšit přenos sil mezi třmenem a těhlicí a zároveň by mělo ulehčit přístup k připevňovacím šroubům třmenu (problematické u předchozí evoluce vozu).



Obrázek 6.1: Náčrtek předního brzdového třmenu ISR 22-048[19]

Na zadní nápravu byly zvoleny také velmi lehké (240 g) třmeny stejného výrobce, zde však v dvoupístkovém provedení. Po zkušenostech z velkých problémů upadávajících zadních třmenů vozu Dragon 2 byla zvolena varianta s uchycením na dva šrouby, opět v radiálním provedení uchycení (obrázek 6.2 a 6.3).



Obrázek 6.2: Náčrtek zadního brzdového třmenu ISR 22-049[19]



Poloha třmenů byla zvolena tak, aby co nejlépe vyhovovala přenosu sil do těhlic, ale také s ohledem na přístupnost odvzdušňovacích šroubů a snadnou výměnu brzdových destiček.



Obrázek 6.3: Zadní brzdový třmen ISR 22-049[22]

## 6.2 BRZDOVÉ KOTOUČE

Koncepce plně plovoucích předních odvtávaných kotoučů o průměru 240 mm a zadních o průměru 220 mm uložených přes čepy na hliníkový unašeč sice zůstala zachována, ale přistoupilo se k vlastnímu návrhu designu těchto kotoučů, včetně spojovacích čepů. Sestavy kotoučů jsou poté k těhlici připevněny pomocí šesti, respektive třemi šrouby na zadních těhlicích. Pevnostní analýza navrženého řešení je popsána v další části této práce. Kotouče byly následně vyrobeny ve společnosti GoldFren, hliníkové unašeče vyřezány vodním paprskem z hliníkové slitiny 7075-T6 a ocelové spojovací čepy vysoustruženy na školních dílnách.

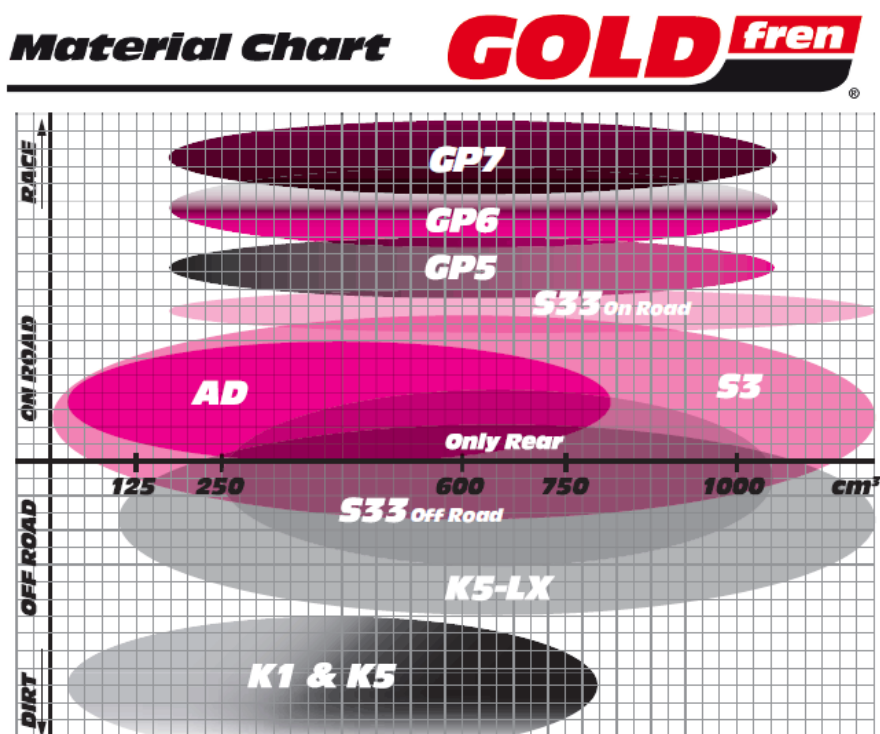


Obrázek 6.4: Brzdové kotouče vyrobené společností GoldFren brakes[17]



### 6.3 BRZDOVÉ DESTIČKY

Třecí brzdové destičky byly zvoleny dle doporučení společnosti GoldFren přímo pro materiál použitých ocelových kotoučů (nerezová ocel). Vzhledem k zamýšlenému závodnímu použití byly tedy třmeny osazeny destičkami s označením GP5 (dle grafu na obrázku 6.5) ze sintrovaného kovokeramického materiálu, zaručujícího vysoký koeficient tření a nízkou abrazivitu ve styku s materiálem brzdového kotouče. Destičky jsou osazeny nerezovým izolátorem snižujícím přestup tepla do třmenu a potažmo do brzdové kapaliny.



Obrázek 6.5: Schéma pro výběr brzdových destiček[9]

### 6.4 HLAVNÍ BRZDOVÉ VÁLCE

Vzhledem k nové koncepci pedálové skupiny navržené mými kolegy byly vybrány hlavní brzdové válce AP Racing CP7855 (na obrázku 6.6) ve variantě se zabudovaným sférickým ložiskem, umožňujícím tak brzdový válec umístit vertikálně přímo na brzdový pedál. Tímto řešením došlo k výraznému snížení délky pedálové skupiny, umožňující tak zmenšit délku přední části rámu vozu. Výpočet průměrů pístků těchto brzdových válců je popsán v následující části práce.

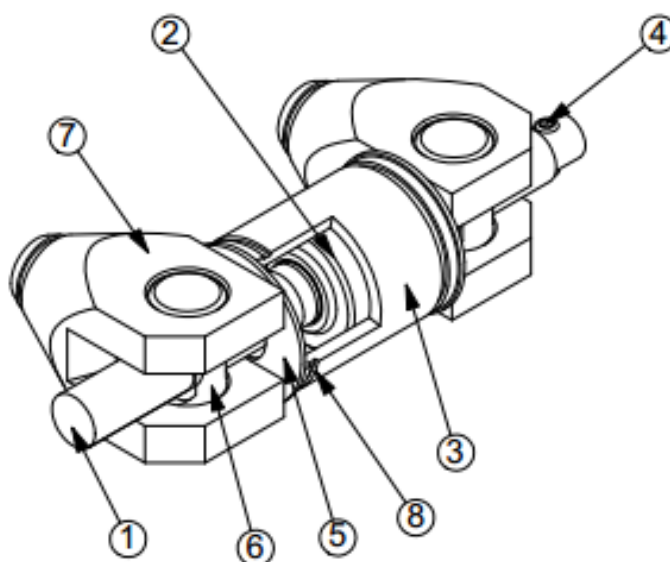


Obrázek 6.6: Hlavní brzdový válec AP Racing CP7855



## 6.5 VAHADLO ROZDĚLENÍ BRZDNÝCH TLAKŮ

O rozdělení brzdného tlaku vyvolaného pedálem se bude starat vahadlo rozdělení brzdných tlaků, schéma tohoto vahadla je na obrázku 6.7. Jedná se o hřídel se závity pro našroubování hliníkových domečků, do nichž jsou připevněny tlačné tyčky hlavních brzdových válců. Ve střední části hřídele je uloženo sférické ložisko, které je poté nalisováno do stojny brzdového pedálu.



Obrázek 6.7: Schéma vahadla AP Racing CP5500[23]

(1-hřídel vahadla, 2- sférické ložisko, 3- vnější klec ložiska, 4 – pojistný šroub lanka, 5 – distanční podložka, 6 – vodící váleček, 7 – domek tyčky, 8 – rozpěrný kroužek

Samotné nastavení rozdělení tlaku je realizováno otáčením celé hřídele, pomocí ohebného ovládacího hřídele vedoucího až k otočnému voliči na palubní desce vozu. Jeho otáčením se pak mění vzdálenosti mezi sférickým ložiskem a domečky tyček hlavních brzdových válců.

## 6.6 OSTATNÍ PŘÍSLUŠENSTVÍ BRZDOVÉHO SYSTÉMU

Kromě předchozích součástí se brzdový systém skládá z velkého počtu různých hadicových spojek a dutých šroubů typu banjo dodaných společností ISR Brakes (obrázek 6.8). Materiál těchto komponent je ocel a stejný materiál je zvolen i pro pancéřové brzdové hadice s vnitřním teflonovým povrchem.



Obrázek 6.8: Různé provedení dutých šroubů banjo[20]



## 7 NÁVRH HYDRAULICKÝCH OKRUHŮ BRZDOVÉHO SYSTÉMU

Pro výpočet charakteristik brzdového systému připravovaného vozu Dragon 3 se vycházelo z naměřených hodnot na vozu Dragon 2 a z dat výrobce komponent. Vstupní parametry jsou voleny s ohledem na použité komponenty a podmínky na trati při závodech Formule Student. Výpočet je realizován v programu MathCAD a MS Excell.

### 7.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

#### Statické zatížení kol

Zatížení jednotlivých kol bylo získáno měřením na vozu Dragon 2. Váha vozu zahrnuje i pilota o váze 69 kg. Připravovaný vůz Dragon 3 bude mít parametry velmi podobné, a proto jsou tyto parametry použity i pro následující výpočet.

$$L_f = 72 \text{ kg} \quad R_f = 66 \text{ kg}$$

$$L_r = 66 \text{ kg} \quad R_r = 69 \text{ kg}$$

#### Tíhová síla vozu

$$G_T = m_T \cdot g \tag{6}$$

$$G_T = 2677 \text{ N}$$

#### Výška těžiště vozu od země (vozu Dragon 3)

$$H_{CG} = 320 \text{ mm}$$

#### Rozvor náprav

$$L_w = 1600 \text{ mm}$$

#### Rozchod přední nápravy

$$L_F = 1362 \text{ mm}$$

#### Dynamický poloměr kola

$$r = 264 \text{ mm}$$

#### Rozchod zadní nápravy

$$L_R = 1322 \text{ mm}$$

#### Maximální rychlost

$$v_t = 27,78 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Maximální rychlost je rychlost, kterou je na tratích Formule Student možno dosahovat na nejdelších rovinkách (přibližně 100 km/h). Skutečná nejvyšší rychlost je určena zpřevodováním vozu, v reálných podmínkách závodů ale není dosahována.

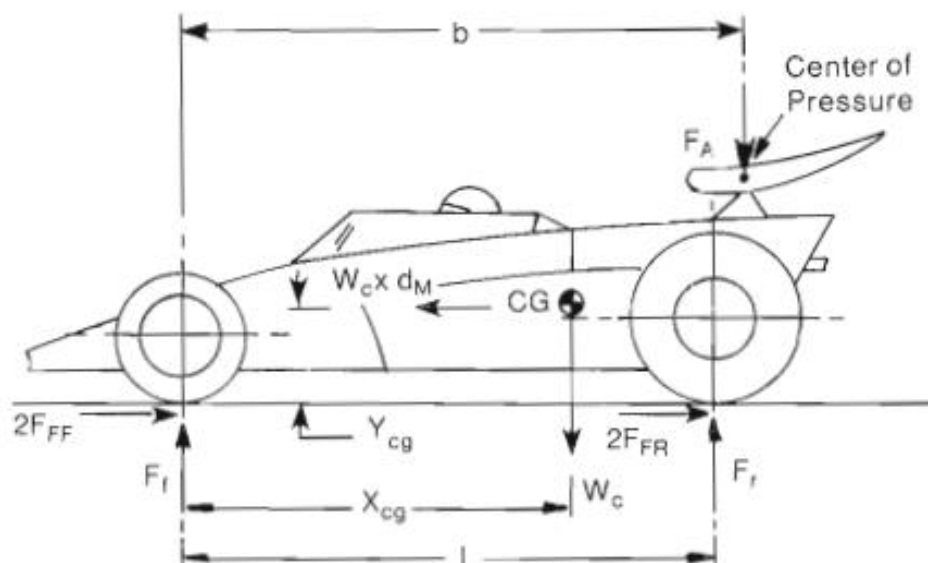


### Maximální dosažitelné brzdné zpomalení

$$z_{id} = 1,7 \cdot g \quad (7)$$

$$z_{id} = 16,671 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Za maximální zpomalení je zde považováno běžně dosahované zpomalení vozů Formule Student bez aerodynamických prvků na asfaltovém povrchu.



Obrázek 7.1: Parametry pro zjištění přenosu hmotnosti[1]

### Zatížení náprav

$$m_F = L_f + R_f \quad (8)$$

$$m_R = L_r + R_r \quad (9)$$

### Vzdálenost těžiště od přední nápravy (přechozí měření)

$$a = 809 \text{ mm}$$

### Vzdálenost těžiště od přední nápravy

$$b = L_w - a \quad (10)$$

$$b = 791 \text{ mm}$$

### Podíl zatížení připadající na přední nápravu

$$F = \frac{m_F \cdot 100}{m_F + m_R} \quad (11)$$

$$F = 50,55 \%$$



### Podíl zatížení připadající na zadní nápravu

$$R = \frac{m_R \cdot 100}{m_F + m_R} \quad (12)$$

$$R = 49,45 \%$$

Z daných hodnot můžeme vyvodit, že je vůz Dragon 2 vyvážen lehce více na přední nápravu a má relativně vysoko položeno těžiště. Obojí znamená vysoký přenos hmotnosti na přední nápravu při brzdných manévrech. Dragon 3 tyto problémy díky podobné konstrukci přejímá.

## 7.2 VÝPOČET DYNAMICKÉHO ZATÍŽENÍ

Podélný přenos zatížení mezi přední a zadní nápravou při brzdění je hlavním určujícím parametrem pro zjištění směrové stability vozu. Je silně ovlivněn polohou těžiště vozu a působícími silami (aerodynamický přítlak). Vliv odlehčování zadní nápravy a tedy ztráty přilnavosti pneumatiky můžeme snížit snížením těžiště vozu a zvýšením přítlaku na zadní nápravě využitím například zadního přitlačného křídla. [1]

### Koeficienty relativní polohy těžiště

$$\psi = \frac{b}{L_w}$$

$$\psi = 0,495$$

$$\chi = \frac{z_{CG}}{L_w}$$

$$\chi = 0,2$$

### Celková brzdná síla

$$F_B = G_T \cdot z_0$$

$$F_B = 4551,27 \text{ N}$$

### Předpoklad konstantního zpomalení a rovnosti třecích koeficientů

$$z_0 = \mu_f = \mu_r = z_{id}$$

### Vertikální síla na přední nápravě

$$F_{BFv} = G_T (1 - \psi + z_0 \cdot \chi)$$

$$F_{BFv} = 2263,57 \text{ N}$$

### Vertikální síla na zadní nápravě

$$F_{BRv} = G_T (\psi - z_0 \cdot \chi)$$

$$F_{BRv} = 413,64 \text{ N}$$

**Ideální brzdná síla na přední nápravě**

$$F_{Bmaxfid} = \mu_f \cdot F_{BFv}$$

$$F_{Bmaxfid} = 3848,07 \text{ N}$$

**Ideální brzdná síla na zadní nápravě**

$$F_{Bmaxrid} = \mu_r \cdot F_{BRv}$$

$$F_{Bmaxrid} = 703,20 \text{ N}$$

**Ideální brzdňý moment na přední nápravě**

$$BT_{fid} = F_{Bmaxfid} \cdot r$$

$$BT_{fid} = 1016,51 \text{ Nm}$$

**Ideální brzdňý moment na zadní nápravě**

$$BT_{rid} = F_{Bmaxrid} \cdot r$$

$$BT_{rid} = 185,76 \text{ Nm}$$

**Ideální rozdělení brzdňých sil při zpomalení 1,7g – podíl brzdňé síly na př. nápravě**

$$F_F = \frac{F_{Bmaxfid}}{F_{Bmaxfid} + F_{Bmaxrid}} \quad (13)$$

$$F_F = 84,5\%$$

**Ideální rozdělení brzdňých sil při zpomalení 1,7g – podíl brzdňé síly na zad. nápravě**

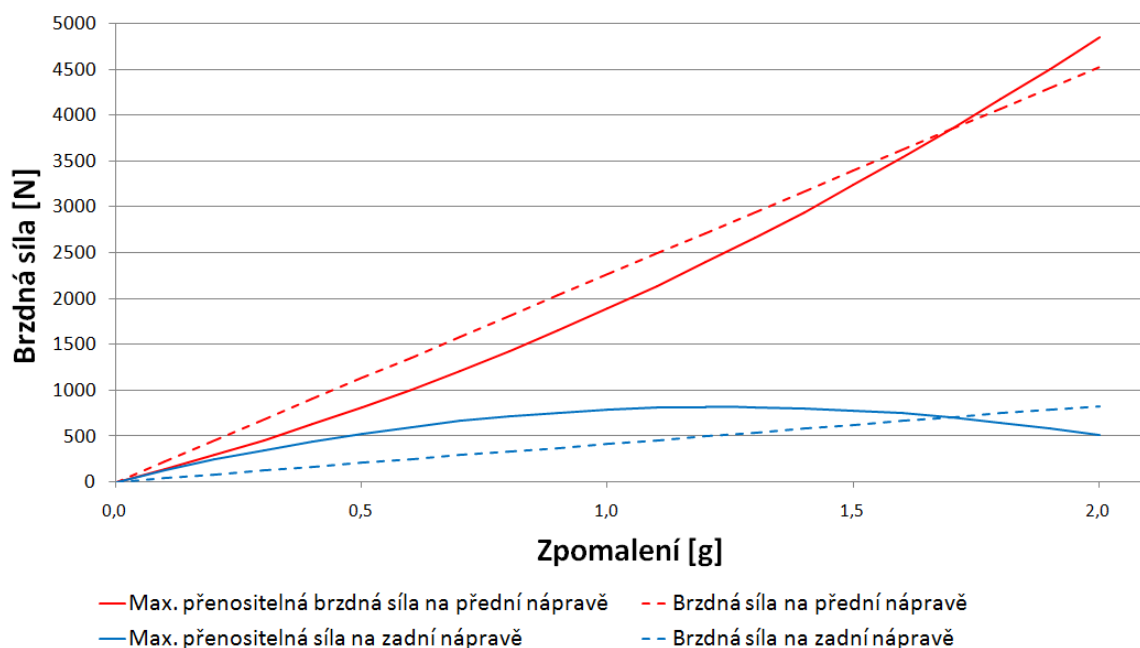
$$F_R = 1 - F_F \quad (14)$$

$$F_R = 15,5\%$$

Ideální brzdňé síly a momenty jsou maximální přenositelné síly a momenty při brzdění s konstantním zpomalením 1,7g a koeficientem tření mezi pneumatikou a suchou asfaltovou vozovkou 1,7. Překročením těchto hodnot dojde k zablokování kol nápravy.

Jelikož je jedním z hlavních cílů návrhu brzdového systému zajistit stabilní brzdění za různých adhezních podmínek, je zapotřebí umístit do systému akční člen, kterým můžeme přerozdělit brzdňé síly na nápravách. Z vypočítaných hodnot pro zpomalení 1,7g můžeme usuzovat, že dochází k velkému přesunu zatížení na přední nápravu a tudíž potřebě citlivě dimenzovat systém tak, aby nedocházelo k nebezpečnému přebrzdění zadní nápravy při nejvyšším zpomalení, ale zároveň i k nedostatečnému účinku zadních brzd při brzdění za zhoršených adhezních podmínek a tím i k menšímu zpomalení. Jako akční nastavovací člen poslouží vahadlo rozdělení brzdňých tlaků a mezi další uzpůsobení brzdového systému pro rozdílné požadavky na přední a zadní nápravě bude i použití rozdílné velikosti kotoučů, plochy brzdových destiček a vyvinutého tlaku hlavními brzdovými válci.





Graf 4: Průběh brzdových sil

Na grafu 4 lze vidět sklon k přebrzdění zadní nápravy po překročení zpomalení 1,7g a dále také značné přebrzdění přední nápravy v rozmezí 0,5g až 1,3g při současném nedostatečném brzdění kol zadní nápravy, které jsou schopny přenést vyšší zatížení. Tyto nedostatky by měly být následným návrhem systému a komponent eliminovány.[1]

### 7.3 VÝPOČET POTŘEBNÉHO TLAKU V HYDRAULICKÝCH OKRUŽÍCH

Vzhledem k potřebě vytvořit vysoké brzdné síly na přední nápravě, došlo k výběru průměru kotouče 240 mm na předních kolech a pro méně zatíženou zadní nápravu lehčích 200 mm kotoučů. Koeficient tření mezi destičkou a kotoučem vychází z doporučení výrobce a velikost čelní plochy válců vychází z počtu pístků v brzdových třmenech (přední 4-pístkové a zadní 2-pístkové).

#### Koeficient tření mezi destičkou a kotoučem

$$\mu_L = 0,4$$

#### Průměr předního brzdového kotouče

$$D_{front} = 240 \text{ mm}$$

#### Průměr zadního brzdového kotouče

$$D_{rear} = 200 \text{ mm}$$

#### Čelní plocha válců v předním brzdovém třmenu

$$S_{front48} = 0,001963 \text{ m}^2$$

#### Čelní plocha válců v zadním brzdovém třmenu



$$S_{rear49} = 0,0009817 \text{ m}^2$$

### Efektivní výška brzdových kotoučů

$$s_h = 27 \text{ mm}$$

### Efektivní poloměr předního brzdového kotouče

$$r_{effF} = \frac{D_{front}}{2} - \frac{s_h}{2} \quad (15)$$

$$r_{effF} = 107 \text{ mm}$$

### Efektivní poloměr zadního brzdového kotouče

$$r_{effR} = \frac{D_{rear}}{2} - \frac{s_h}{2} \quad (16)$$

$$r_{effR} = 86,5 \text{ mm}$$

### Tlak v předním brzdovém okruhu

$$p_{maxf} = \frac{BT_{fid}}{2 \cdot \mu_L \cdot S_{front48} \cdot r_{effF}} \quad (17)$$

$$p_{maxf} = 6,05 \text{ MPa}$$

### Tlak v zadním brzdovém okruhu

$$p_{maxr} = \frac{BT_{rid}}{2 \cdot \mu_L \cdot S_{rear49} \cdot r_{effR}} \quad (18)$$

$$p_{maxr} = 2,73 \text{ MPa}$$

Uvedené vypočítané tlaky v brzdových okruzích odpovídají ideálnímu rozdělení maximálně přenositelných brzdných sil pro zpomalení 1,7g.

## 7.4 VÝBĚR HLAVNÍCH BRZDOVÝCH VÁLCŮ

Pro maximální možný rozsah nastavení rozložení brzdných účinků bude v brzdovém systému použito vahadlo rozdělení brzdných účinků od společnosti AP Racing s označením CP5500 s lankovým ovládáním kruhovým voličem z pozice řidiče. Vahadlo bude umístěno v pedálové skupině a spojeno přes tlačné tyčky hlavních brzdových válců s brzdovým pedálem. Základní středová poloha bude užívána pro nejčastější povrchy tratí – suchý asfalt nebo beton s koeficientem tření 1,5 a zpomalením vozu 1,5g, průběh brzdových sil pro toto zpomalení znázorňuje graf 5. Pro takové podmínky odpovídá nastavení rozložení brzdných sil pro přední nápravu 82%. Výpočtem následně zjistíme optimální průměr hlavních brzdových válců.

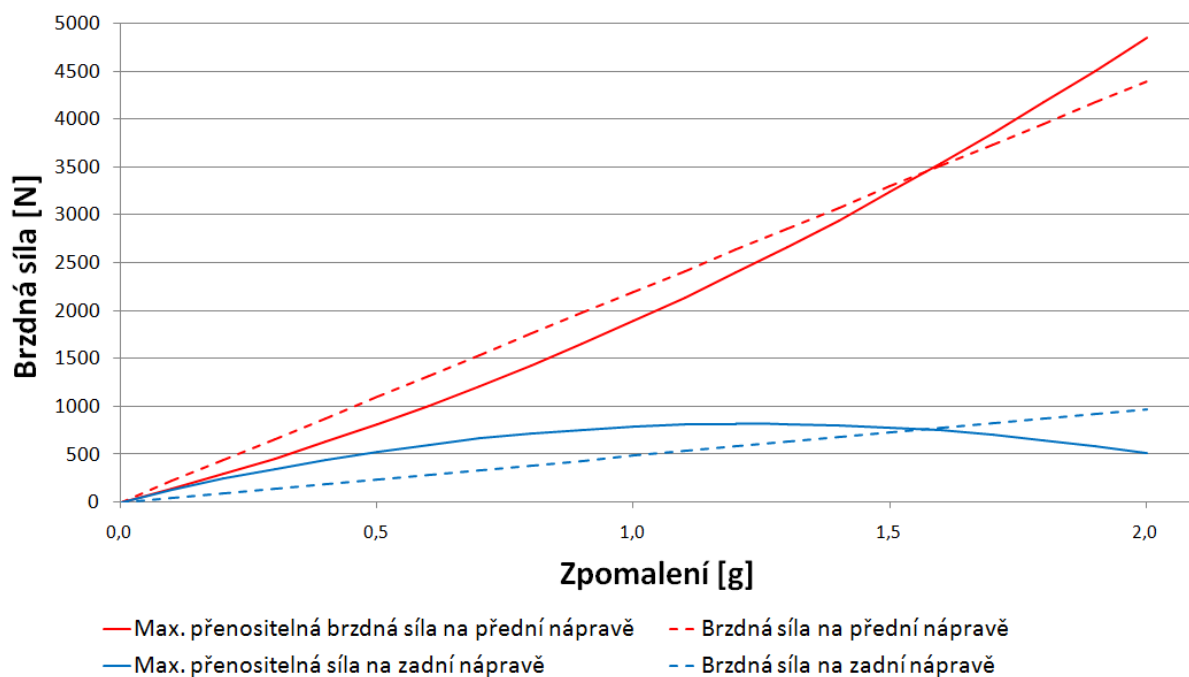
### Rozdělení brzdných sil

$$i_B = 0,82$$



### Zpomalení a koeficient tření pro dané podmínky

$$z_8 = 1,5g \quad \mu_{vp} = 1,5$$



Graf 5: Průběh brzdivých sil pro dané nastavení

### Kontrola blokování kol

#### Celková brzdná síla

$$F_8 = z_8 G_T$$

$$F_{B8} = 4015,82 \text{ N}$$

#### Brzdná síla na přední nápravě

$$F_{BF8} = F_8 i_B$$

$$F_{BF8} = 3292,98 \text{ N}$$

#### Brzdná síla na zadní nápravě

$$F_{BR8} = 1 - F_{BF8}$$

$$F_{BR8} = 722,85 \text{ N}$$

#### Maximálně přenositelná síla na přední nápravě

$$F_{BFmax8} = \mu_{vp} G_T (1 - \psi + z_8 \cdot \chi)$$

$$F_{BFmax8} = 3234,72 \text{ N}$$



### Maximálně přenositelná síla na zadní nápravě

$$F_{BRmax8} = \mu_{vp} G_T (\psi - z_8 \cdot \chi)$$

$$F_{BRmax8} = 781,1 \text{ N}$$

### Podmínka stability brzdění

$$F_{BF8} > F_{BFmax8} \quad F_{BR8} < F_{BRmax8} \quad (19)$$

Jako první se zablokují kola přední nápravy, tudíž je podmínka splněna. Následuje výpočet brzdných momentů pro zjištění průměru hlavních brzdových válců (zpomalení 1,7g).

### Maximální brzdné síly

$$F_{BFa} = F_B i_B \quad (20)$$

$$F_{BFa} = 3732,04 \text{ N}$$

$$F_{BRa} = F_B (1 - i_B) \quad (21)$$

$$F_{BRa} = 819,23 \text{ N}$$

### Maximální brzdné momenty

$$M_{BFa} = F_{BFa} r \quad (22)$$

$$M_{BFa} = 985,86 \text{ Nm}$$

$$M_{BRa} = F_{BRa} r \quad (23)$$

$$M_{BRa} = 216,41 \text{ Nm}$$

Pro vytvoření těchto momentů následně určíme potřebný tlak v brzdových okruzích.

### Maximální potřebný tlak v brzdovém okruhu předních brzd

$$p_{maxfa} = \frac{M_{BFa}}{2 \cdot \mu_L \cdot S_{front48} \cdot r_{effF}} \quad (24)$$

$$p_{maxfa} = 5,87 \text{ MPa}$$

### Maximální potřebný tlak v brzdovém okruhu zadních brzd

$$p_{maxra} = \frac{M_{BRa}}{2 \cdot \mu_L \cdot S_{rear49} \cdot r_{effR}} \quad (25)$$

$$p_{maxra} = 3,19 \text{ MPa}$$

### Pedálový poměr



$$P_R = 4,68$$

**Doporučená síla působící na pedál**

$$P_E = 400 \text{ N}$$

**Síla působící na společné uložení brzdových válců**

$$F_{Pp} = P_R P_E \quad (26)$$

$$F_{Pp} = 1872 \text{ N}$$

**Síla působící na píst hlavního brzd. válce předního okruhu (poloha - střed)**

$$F_{MCF} = 0,5 F_{Pp} \quad (27)$$

$$F_{MCF} = 936 \text{ N}$$

**Síla působící na píst hlavního brzd. válce zadního okruhu (poloha - střed)**

$$F_{MCR} = 0,5 F_{Pp} \quad (28)$$

$$F_{MCR} = 936 \text{ N}$$

**Plocha pístku hlavního brzd. válce předního okruhu**

$$S_{MCF} = \frac{F_{MCF}}{p_{maxfa}} \quad (29)$$

$$S_{MCF} = 1,595 \text{ cm}^2$$

**Plocha pístku hlavního brzd. válce zadního okruhu**

$$S_{MCR} = \frac{F_{MCR}}{p_{maxra}} \quad (30)$$

$$S_{MCR} = 2,938 \text{ cm}^2$$

**Průměr pístku hlavního brzd. válce předního okruhu**

$$d_{MCF} = 2 \sqrt{\frac{S_{MCF}}{\pi}} \quad (31)$$

$$d_{MCF} = 14,25 \text{ mm}$$

**Průměr pístku hlavního brzd. válce zadního okruhu**



$$d_{MCR} = 2 \sqrt{\frac{S_{MCR}}{\pi}} \quad (32)$$

$$d_{MCR} = 19,34 \text{ mm}$$

## 7.5 PŘEPOČET PRO REÁLNĚ POUŽITÉ KOMPONENTY

Nyní bude následovat zpětný výpočet brzdových sil tak, aby mohla proběhnout kontrola správného návrhu komponent hydraulických okruhů brzdového systému. Vzhledem k prodáváním průměrům brzdových válců byly zvoleny tyto průměry:

*průměr pístku předního okruhu*  $d_{MCFR} = 15 \text{ mm}$

*průměr pístku zadního okruhu*  $d_{MCRR} = 19,1 \text{ mm}$

**Nastavení vahadla rozložení brzdných sil (pro zpomalení 1,7g)**

$$i_{BAL} = 0,59$$

**Síla působící na písty hlavních brzdových válců (poloha pro zpomalení 1,7g)**

$$F_{PF} = i_{BAL} F_{Pp}$$

$$F_{PF} = 1104,48 \text{ N}$$

$$F_{PR} = (1 - i_{BAL}) F_{Pp}$$

$$F_{PR} = 767,52 \text{ N}$$

**Tlak v brzdovém okruhu předních brzd**

$$p_{fR} = \frac{F_{PF}}{S_{MCFR}}$$

$$p_{fR} = 6,25 \text{ MPa}$$

**Tlak v brzdovém okruhu zadních brzd**

$$p_{rR} = \frac{F_{PR}}{S_{MCRR}}$$

$$p_{rR} = 2,68 \text{ MPa}$$

**Brzdný moment na přední nápravě**

$$M_{BfR} = 2p_{fR} \mu_L S_{front48} r_{effF}$$

$$M_{BfR} = 1050,22 \text{ Nm}$$



### Brzdňý moment na zadní nápravě

$$M_{BrR} = p_{rR} \mu_L \cdot S_{rear49} r_{effR}$$

$$M_{BrR} = 181,98 \text{ Nm}$$

### Kontrola brzdové stability pro reálně osazené komponenty

#### Vyvinutá brzdňá síla na kole přední nápravy

$$F_{BfR} = \frac{M_{BfR}}{r}$$

$$F_{BfR} = 3975,69 \text{ F}$$

#### Vyvinutá brzdňá síla na kole zadní nápravy

$$F_{BrR} = \frac{M_{BrR}}{r}$$

$$F_{BrR} = 688,89 \text{ F}$$

#### Maximálně přenositelná (ideální) síla na přední nápravě

$$F_{Bmaxfid} = 3848,07 \text{ N}$$

#### Maximálně přenositelná (ideální) síla na zadní nápravě

$$F_{Bmaxrid} = 703,20 \text{ N}$$

#### Podmínka stability brzdění

$$F_{BfR} > F_{Bmaxfid} \quad F_{BrR} < F_{Bmaxrid}$$

$$3975,69 \text{ F} > 3848,07 \quad 688,89 \text{ N} < 703,20 \text{ N}$$

Jako první přesáhne maximálně přenositelnou sílu na kole právě kolo přední nápravy a až s následným zvýšením síly působící na brzdový pedál, se zablokují i kola zadní nápravy. Podmínka je tudíž splněna a brzdový systém v této konfiguraci zajišťuje bezpečné stabilní brzdění při zpomalení 1,7 g. Této hodnotě zpomalení odpovídá nastavení vahadla rozdělení brzdňých tlaků na 59 %. Pro jiné maximálně dosahované zpomalení je možné upravit rozdělení tlaků v rozsahu 35 % až 90 %. Toto nastavení může provádět pilot přímo v kokpitu vozu na základě aktuálních adhezních podmínek.



## 8 KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘEDNÍHO A ZADNÍHO BRZDOVÉHO KOTOUČE

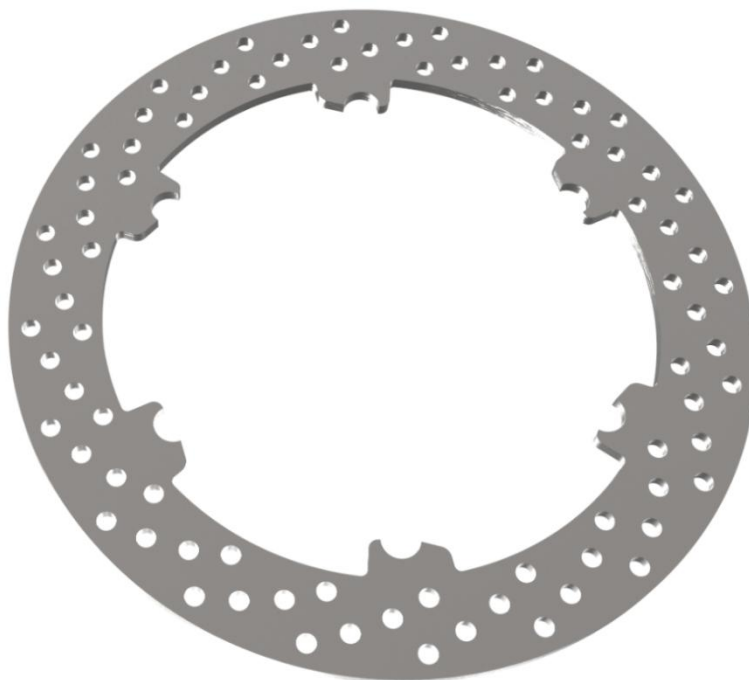
Zatímco v předchozích letech byly pro vozy Formule Student použity nakoupené brzdové kotouče u nového vozu Dragon 3 bylo rozhodnuto pro vývoj vlastních brzdových kotoučů navržených přímo na specifické podmínky závodů Formule Student. Jedním z hlavních požadavků bylo snížení hmotnosti, dále jednoduchá výroba a samozřejmě dostatečný brzdný výkon těchto komponent.

Základní koncepce vyvinutého řešení je použití ocelového kotouče (věnce) uloženého přes ocelové čepy na středovém unašeči z vysokopevnostní hliníkové slitiny. Zajištění čepů je poté realizováno třmenovými podložkami. Celá sestava kotouče je k náboji kola připevněna přes šrouby.

Počítačové modely byly vytvořeny v softwaru PTC Creo Parametric 2.0 a následně pevnostně analyzovány v softwaru ANSYS Workbench 13 a Creo Simulate.

### 8.1 KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘEDNÍHO BRZDOVÉHO KOTOUČE

Vzhledem k potřebám brzdového systému byl zvolen vnější průměr předního kotouče 240 mm, délka činné plochy od okraje směrem ke středu je 27 mm s určitým přírůstkem. Tloušťka předního kotouče je daná rozmezím daným výrobcem brzdových třmenů. Pro přední kotouč to znamená rozmezí 4,7 mm až 6 mm. Vzhledem k výrobním možnostem a dostupným tloušťkám materiálu byla zvolena tloušťka 5 mm.



*Obrázek 8.1: Návrh předního brzdového kotouče*

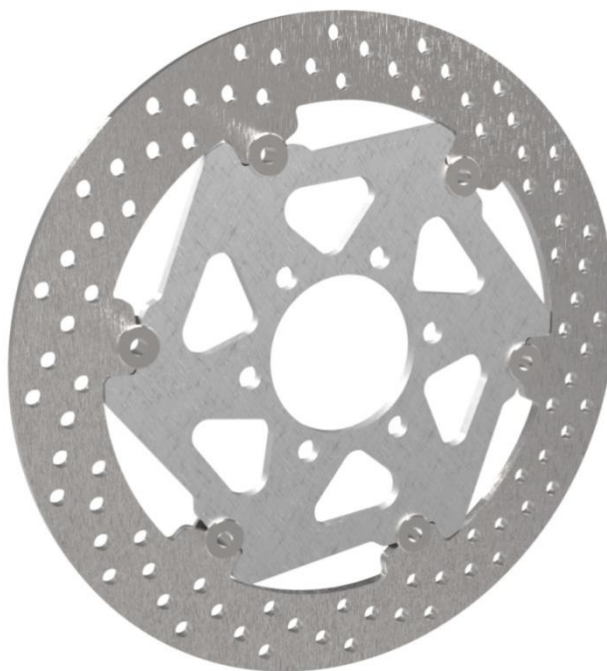


Jako materiál kotouče byla zvolena nerezová ocel běžně používaná pro brzdové kotouče motocyklů. Tento materiál byl také zvolen s ohledem na používané brzdové destičky. Vyznačuje se dobrým a stálým koeficientem tření a vysokou pevností. Plocha kotouče je vybavena odvrtáním v pravidelném vzoru, čímž není narušeno vyvážení a pevnost, ale přitom dojde ke zlepšení chlazení, odvodu prachu z destiček a také ke snížení hmotnosti kotouče.



*Obrázek 8.2: Tvarový zámek předního brzdového kotouče*

Spojení s unašečem bude realizováno tvarovým zámkem (na obrázku 8.2) a pojistnými čepy. Veškerý moment z brzdového kotouče ale bude přenášen přes tvarový zámek a spojovací čepy, které v běžně prodávaných kotoučích slouží k tomuto přenosu. Zde budou sloužit jen jako pojistky proti axiálnímu posuvu. Navíc budou zajišťovat mírný axiální posuv kotouče pro zlepšení přilnutí brzdové destičky k povrchu kotouče.

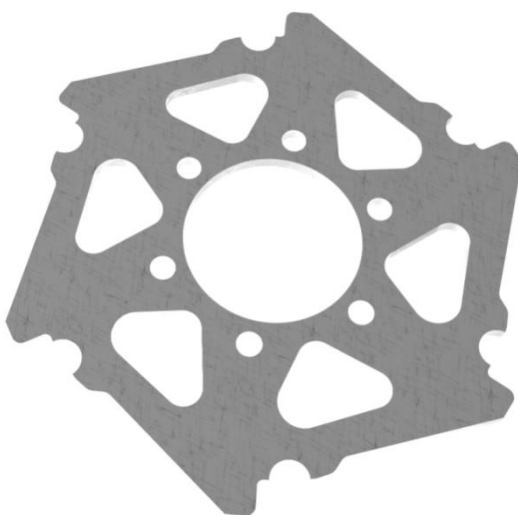


*Obrázek 8.3: Sestava předního brzdového kotouče*



## 8.2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH UNAŠEČE PŘEDNÍHO BRZDOVÉHO KOTOUČE

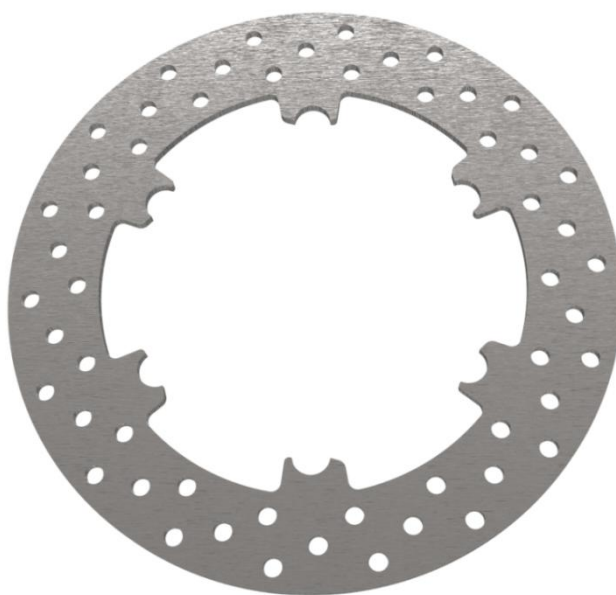
Konstrukce unašeče byla přizpůsobena způsobu uchycení na náboj předního kola a pevnostně kontrolována a dimenzována tak, aby došlo k co největší úspoře hmotnosti. Tloušťka je shodná s tloušťkou kotouče a jako materiál byla zvolena hliníková slitina 7075 s velmi dobrými pevnostními charakteristikami. Připevnění k náboji je realizováno šesti šrouby M8.[10]



Obrázek 8.4: Unašeč předního brzdového kotouče

## 8.3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZADNÍHO BRZDOVÉHO KOTOUČE

Vnější průměr zadního kotouče byl vzhledem k malým brzdným momentům na zadní nápravě zmenšen na 200 mm, čímž došlo ke snížení hmotnosti neodpružených hmot, provedení spojení s unašečem je obdobné jako u předního kotouče. Plocha kotouče je odvrtná obdobně jako u předního brzdového kotouče.



Obrázek 8.5: Zadní brzdový kotouč



## 8.4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH UNAŠEČE ZADNÍHO BRZDOVÉHO KOTOUČE

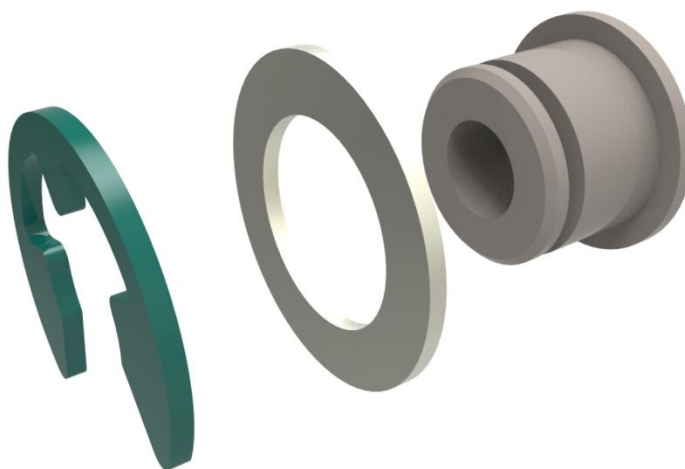
Zadní brzdový unašeč je díky své menší velikosti uzpůsoben přesně pro připevnění k zadnímu náboji kola pomocí šesti šroubů M6. I přes zdánlivě poddimenzované řešení se díky malým brzdným momentům jedná o dostatečné připevnění k náboji. Materiálem je opět hliníková slitina 7075.



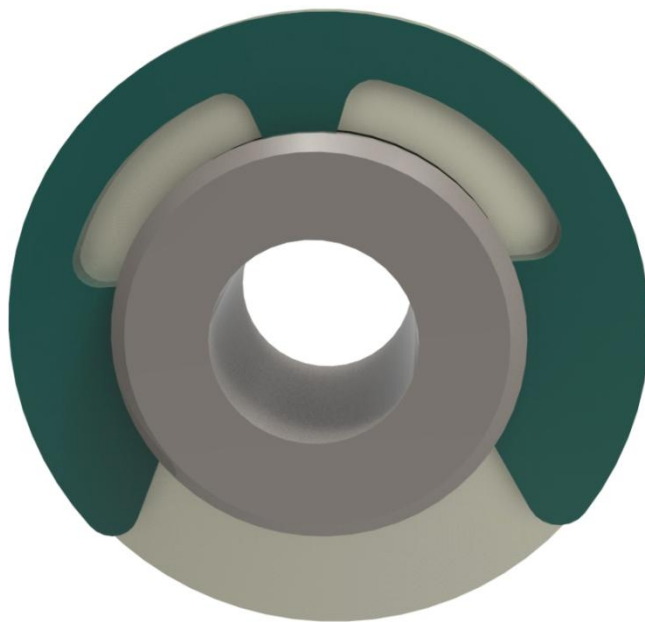
Obrázek 8.6: Unašeč zadního brzdového kotouče

## 8.5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH SPOJOVACÍHO ČEPU SESTAVY KOTOUČE

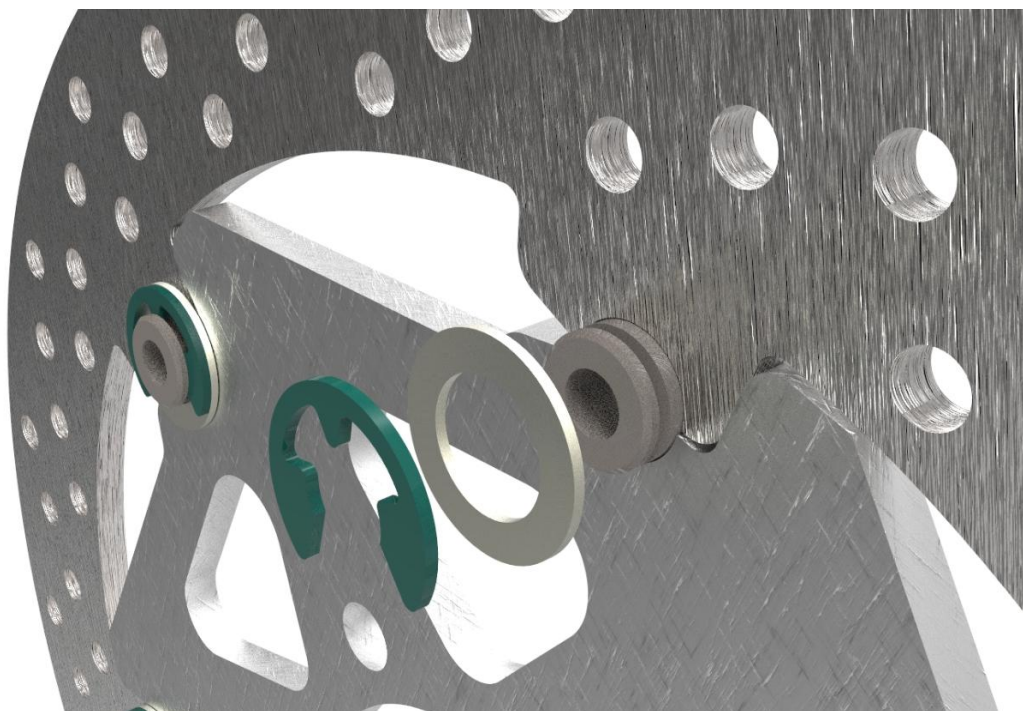
Pro spojení brzdového kotouče a unašeče na obou nápravách bude využito ocelových čepů o průměru 12 mm. Tyto čepy budou proti axiálnímu pohybu zajištěny pojistnou třmenovou podložkou (norma DIN 6799) doplněnou o další podložku plnící funkci vymezení axiální vůle a také zabezpečující správnou polohu třmenové podložky. Spojovací čepy mohou být zatěžovány brzdným momentem pouze při jízdě pozpátku, či přetočení auta, jinak se o přenos momentu a sil stará tvarový zámek mezi kotoučem a unašečem.



Obrázek 8.7: Sestava spojovacího čepu



*Obrázek 8.8: Detail Spojovacího čepu*



*Obrázek 8.9: Sestava spojovacího čepu v sestavě kotouče*





## 8.6 VÝROBA NAVRŽENÝCH KOMPONENT

Navržené řešení brzdových kotoučů bylo upraveno nejen vzhledem k pevnosti, ale také k relativně jednoduché a levné výrobě. Pro výrobu unašečů byl objednáán 6 mm tlustý plech z vysokopevnostní hliníkové slitiny EN AW 7075-T651 se smluvní mezí kluzu 460 MPa a mezí pevnosti 545 MPa. Následně byl tento plech zaslán na vyřezání požadovaných tvarů unašečů pomocí vodního paprsku. Výsledné výpalky byly značně podřezány, a proto bylo zapotřebí dalšího broušení – zejména otvorů pro spojovací čepy. [10]



Obrázek 8.10: Render konstrukčního řešení brzdových kotoučů pro vůz Dragon 3:

O výrobu samotných ocelových kotoučů (věnců) se postaral partner týmu TU Brno racing, společnost Goldfren. Dodané kotouče z nerezové oceli byly kvalitně vyrobeny a nebylo potřeba dalších úprav. Dalšími částmi, které byly zadány do výroby, byly ocelové pojistné čepy a podložky. Vzhledem k jednoduché výrobě byly oboje součásti vyrobeny přímo členy týmu. Posledními součástmi sestav brzdových kotoučů jsou pojistné třmenové podložky, které jsou normalizované a není tak problém s jejich výrobou.

## 9 PEVNOSTNÍ ANALÝZA NAVRŽENÝCH BRZDOVÝCH KOTOUČŮ

Po vymodelování jednotlivých součástí brzdových kotoučů se přešlo k jejich pevnostní analýze, která byla podkladem k dalšímu odlehčování dílů sestavy. Jelikož se v průběhu vývoje vozu Dragon 3 často měnily přípojovací rozměry a koncept uložení kotouče, bylo zapotřebí tyto analýzy provádět pro každou změnu. Pevnostní analýzy zde uvedené, jsou analýzy konečných návrhů komponent, později vyrobených a osazených na vůz Dragon 3. Analýzy byly provedeny v prostředí ANSYS Workbench 13.

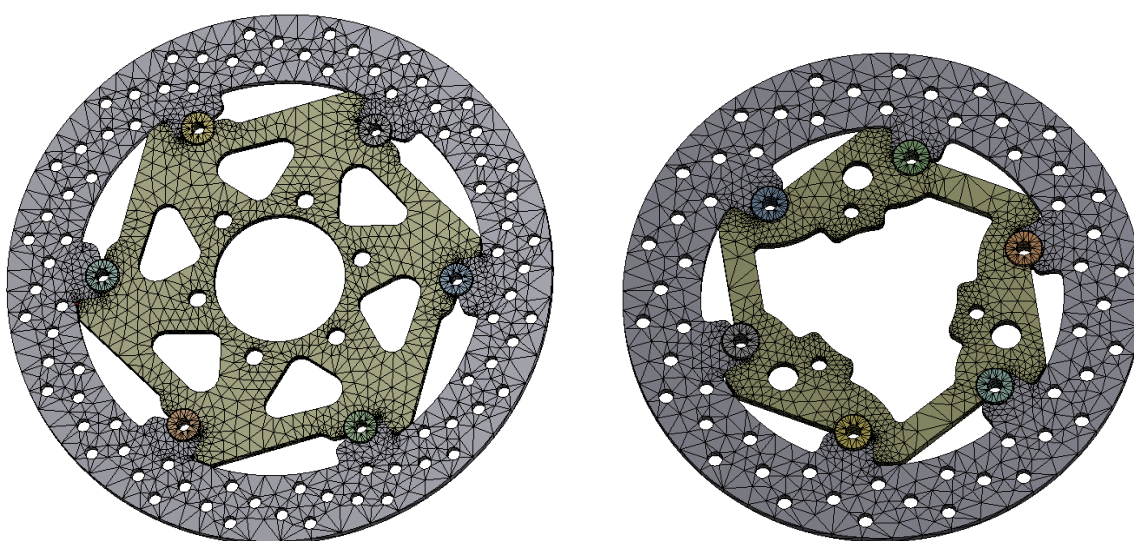
Ze souborového formátu .prt programu Creo Parametric 2.0 byly veškeré komponenty převedeny na vhodnější formát .stp, případně .igs. Pro následné FEA analýzy byly ze sestav kotoučů odstraněny součásti, které se funkčně netýkají přenosu brzdového momentu z kotouče na náboj a slouží pouze k axiálnímu pojištění vzájemné polohy kotouče a unašeče. Díky použití tvarového zámku byly rovněž z analyzované sestavy odstraněny pojistné třmenové podložky, jejichž funkcí je také pouze axiální zajištění.

### 9.1 MATERIÁLOVÉ CHARAKTERISTIKY

Po importu sestavy do prostředí ANSYS Workbench je prvním krokem přiřazení materiálu a jeho vlastností z materiálové knihovny pro součásti v analyzované sestavě. Pro přední i zadní kotouče byla zvolena ocel – Structural Steel a pro unašeče hliníková slitina – Aluminium Alloy.

### 9.2 MESHING

Pro síťování komponent byla využita funkce Generate Mesh prostředí Workbench a dále upravena funkcí Refinement v oblastech předpokládaného největšího namáhání. Jde zejména o zhuštění sítě v okolí zaoblení a děr kritických míst.

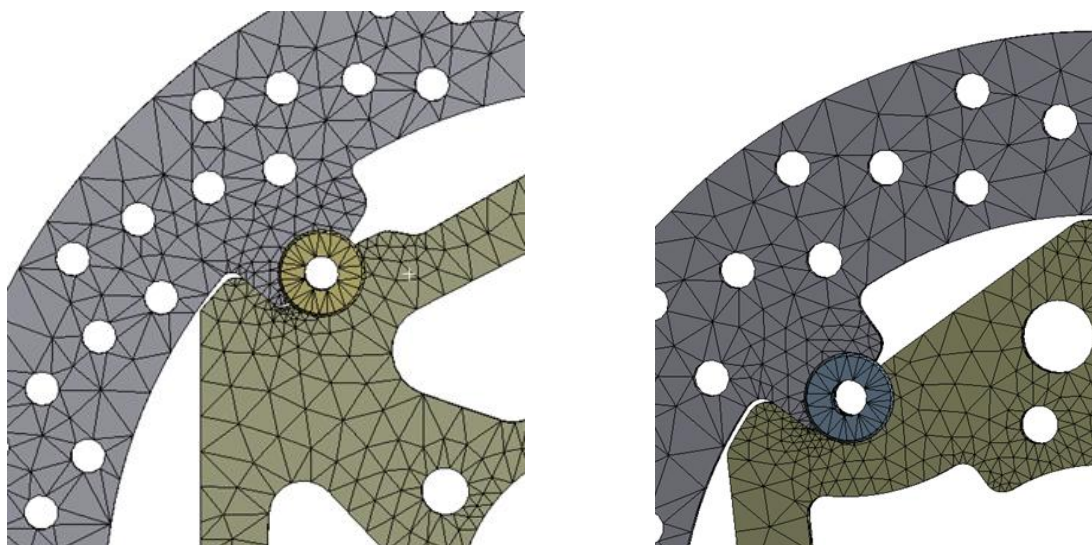


Obrázek 9.1: Síť sestav předního a zadního kotouče





U sestavy předního kotouče obsahuje síť 50 706 prvků a 25 251 elementů. Na sestavě zadního kotouče je počet prvků obdobný 48 789 prvků a 24 138 elementů. Všechny elementy jsou tvořeny prvky typu tetraedr.

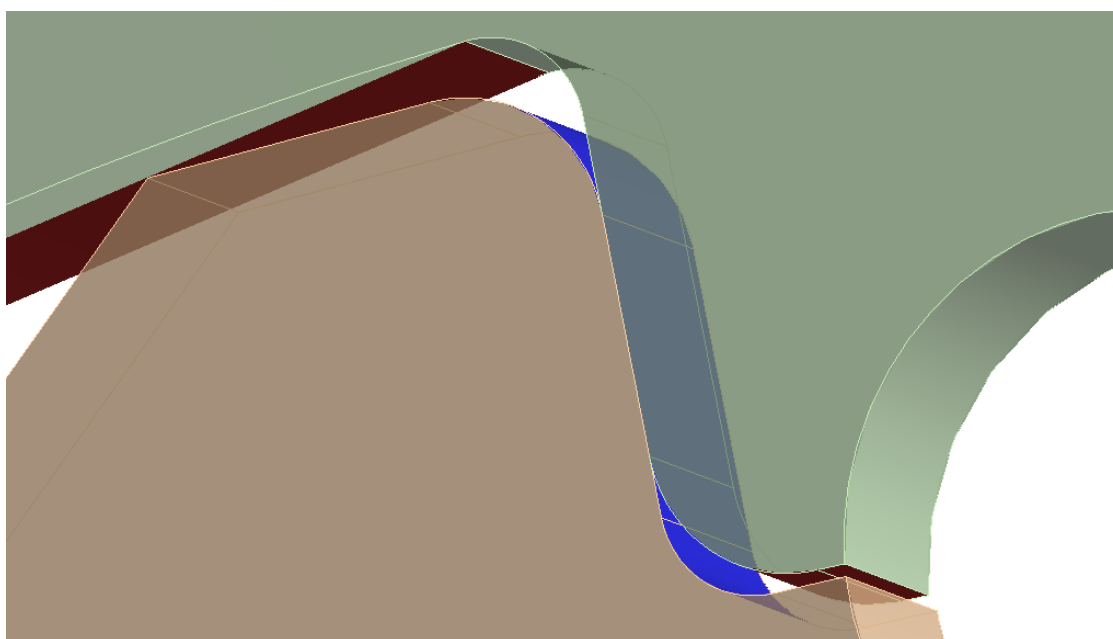


Obrázek 9.2: Zjemnění sítě v namáhaných místech

Kvalita sítě a počet prvků byly upraveny tak, aby byl výpočet časově nenáročný při výpočtu na běžném notebooku a zároveň byl dostatečně podrobný pro pevnostní analýzu.

### 9.3 KONTAKTY V SESTAVĚ

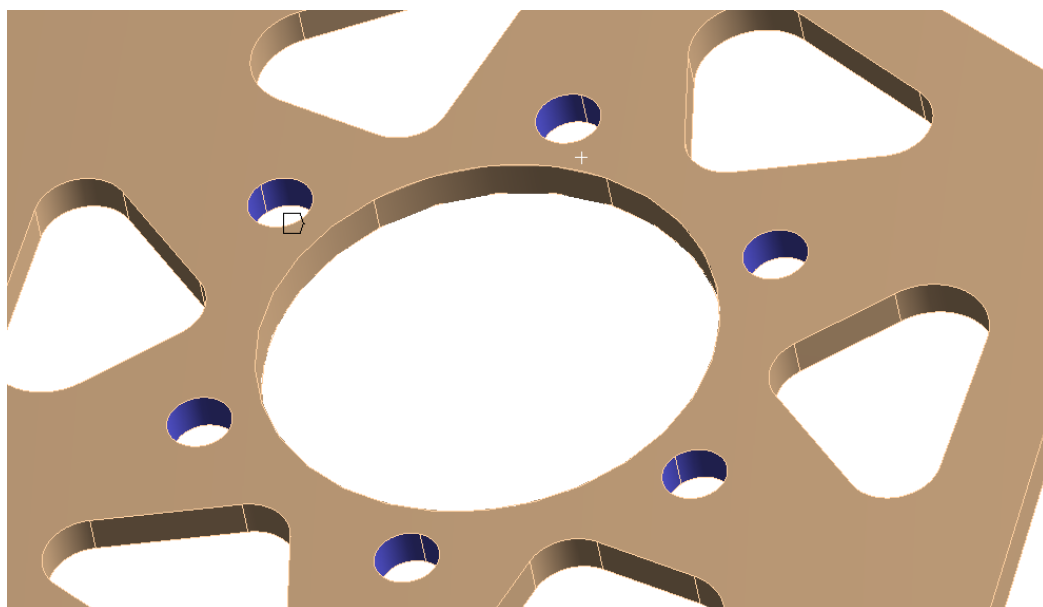
Jelikož je v analyzovaných sestavách více komponent, tak je zapotřebí nastavit vlastnosti dotykových ploch. Vzhledem k použití tvarových zámků kotoučů, přes které se přenáší brzdový moment na unašeč, je zapotřebí nastavit tyto plochy jako Frictional s hodnotou koeficientu tření 0,2. Jde o plochy, kde dochází ke styku kotouče a unašeče (obrázek 9.3).



Obrázek 9.3: Kontakt mezi kotoučem a unašečem

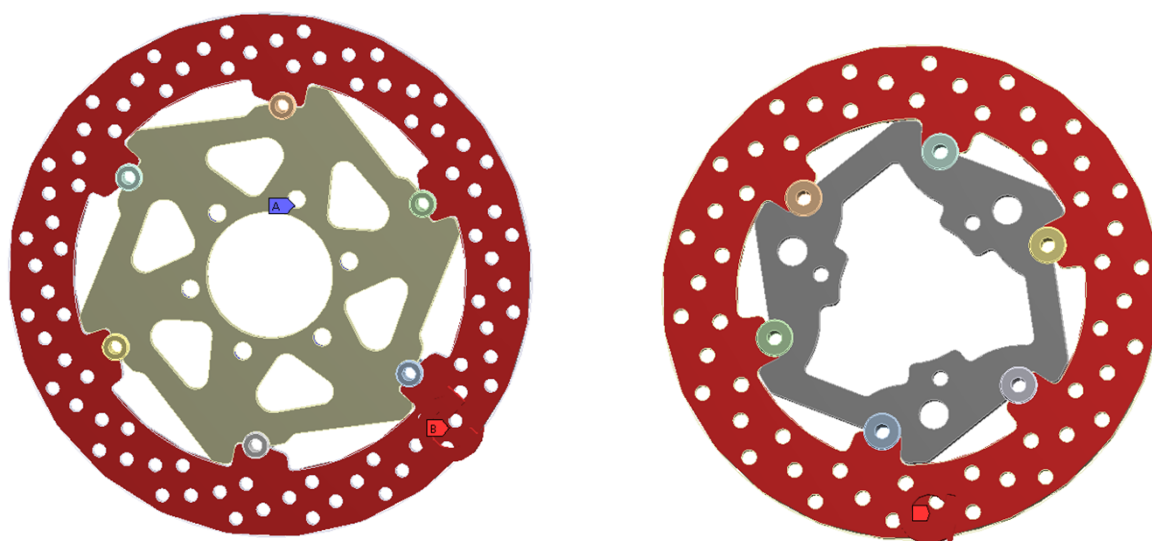
## 9.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Mezi základní okrajové podmínky, které bylo potřeba určit se řadí zejména správné zavazbení sestavy a také určení momentového působení pro nejnáročnější zátěžný stav. Zavazbení sestavy kotouče je provedeno nastavením vazby Cylindrical do děr pro šrouby, které připevňují unašeč k náboji kola.



Obrázek 9.4: Místa upevnění sestavy

Zatížení sestavy je realizováno přiřazením působení brzdového momentu na plochy kotouče. Tento brzdový moment odpovídá maximální brzdné síle, kterou je možné přenést pneumatikou na vozovku při uvažovaném maximálním zpomalení 1,7 g. Při překročení této brzdné síly dojde k blokování kola, snížení koeficientu tření a proto i k poklesu brzdného momentu působícího na kotouč. Jako maximální zátěžný moment na sestavu předního kotouče bude uvažován moment 516 Nm a pro sestavu zadního kotouče 109 Nm.

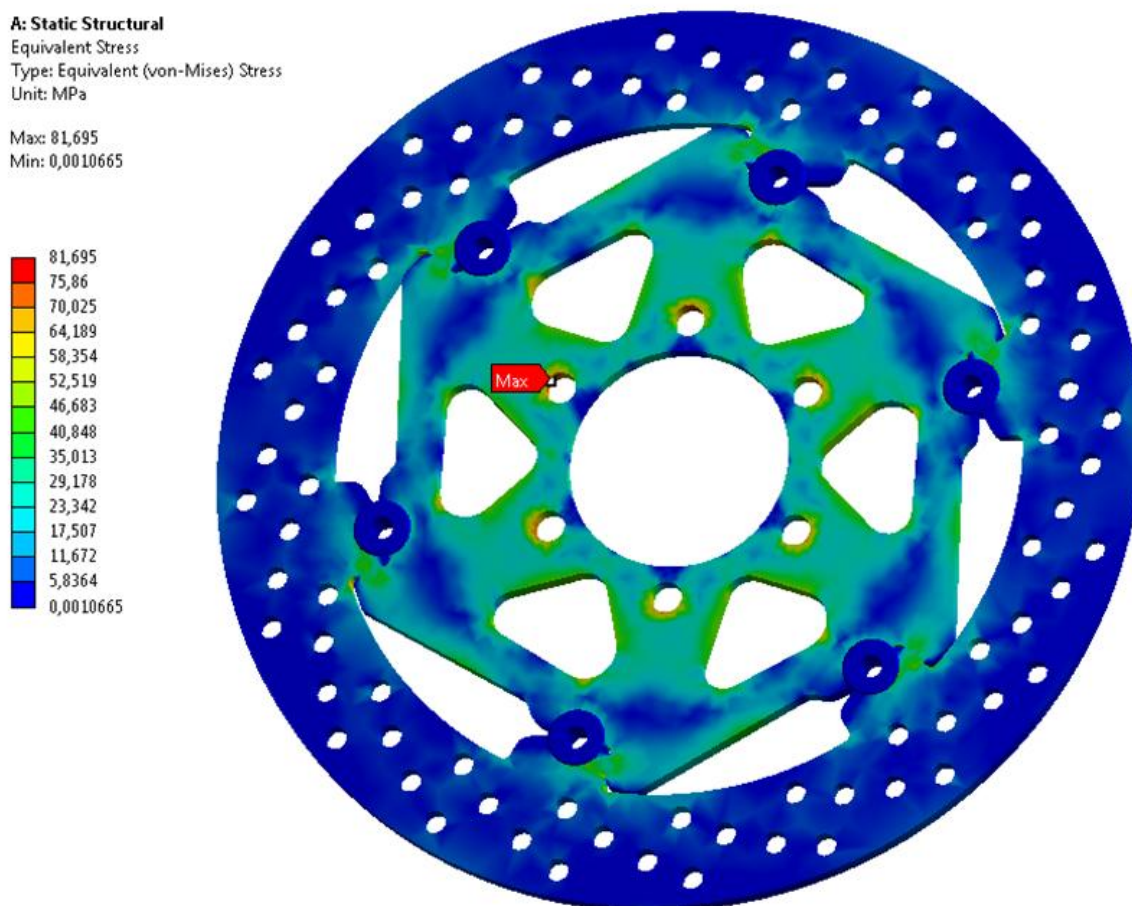


Obrázek 9.5: Zatížení brzdových kotoučů momentem

Vzhledem k velkému vzrůstu teploty kotouče při brzdění byla provedena také samostatná analýza kotoučů při teplotním zatížení 300 °C, což je reálná teplota pro velmi krátké brzdné manévry při závodech Formule Student. Vzhledem k plovoucí konstrukci kotoučů dochází jen k velmi malým tepelným pnutím v řádech desítek Pascalů. Mnohem důležitějším analyzovaným parametrem je deformace kotouče, kdy je zapotřebí zjistit zvětšení poloměru kotouče. S příliš velkým zvětšením obvodu kotouče by mohlo dojít k vymezení vůle mezi kotoučem a brzdovým třmenem.

## 9.5 VÝSLEDKY ANALÝZY REDUKOVANÝCH NAPĚTÍ

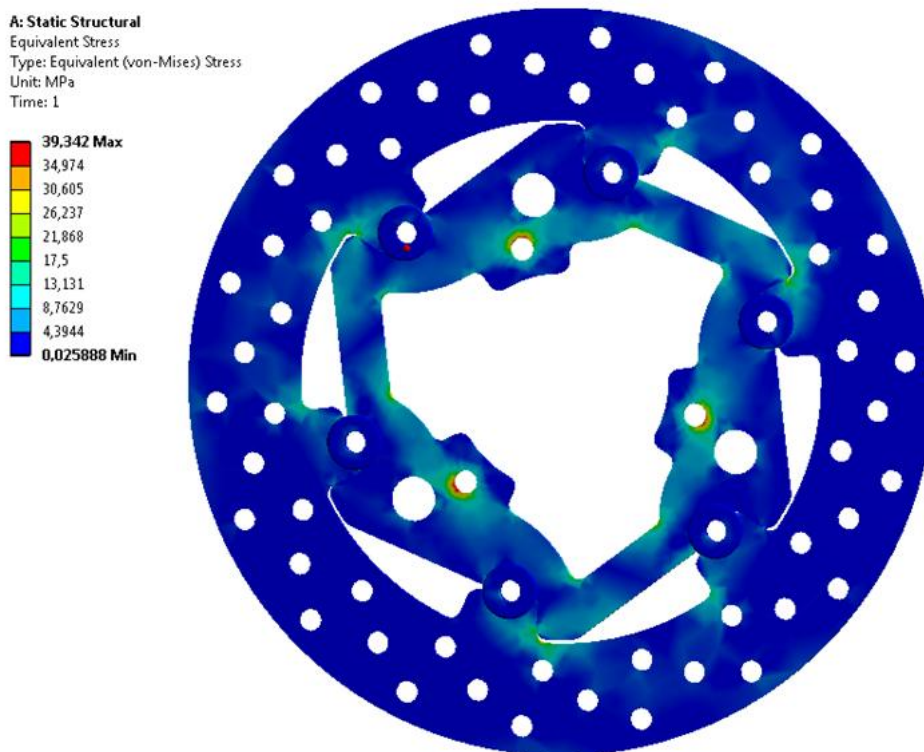
U předního kotouče došlo k největšímu namáhání v oblasti tvarového zámku a také v místě uchycení, kde působící moment vzhledem k malému poloměru vytváří vysoké síly. V místě zámku na unašeči dosahuje redukované napětí von-Mises hodnoty až 67 MPa. K největšímu namáhání ale dochází v místě děr pro šrouby, redukované napětí von-Mises zde dosahuje hodnoty 81,7 MPa. Vzhledem k mezi kluzu použité hliníkové slitiny 460 MPa je faktor bezpečnosti 5,6. Na vlastním ocelovém kotouči je dosahované napětí obdobné, ale použitý materiál s mezí kluzu 520 MPa vykazuje faktor bezpečnosti 7,8.



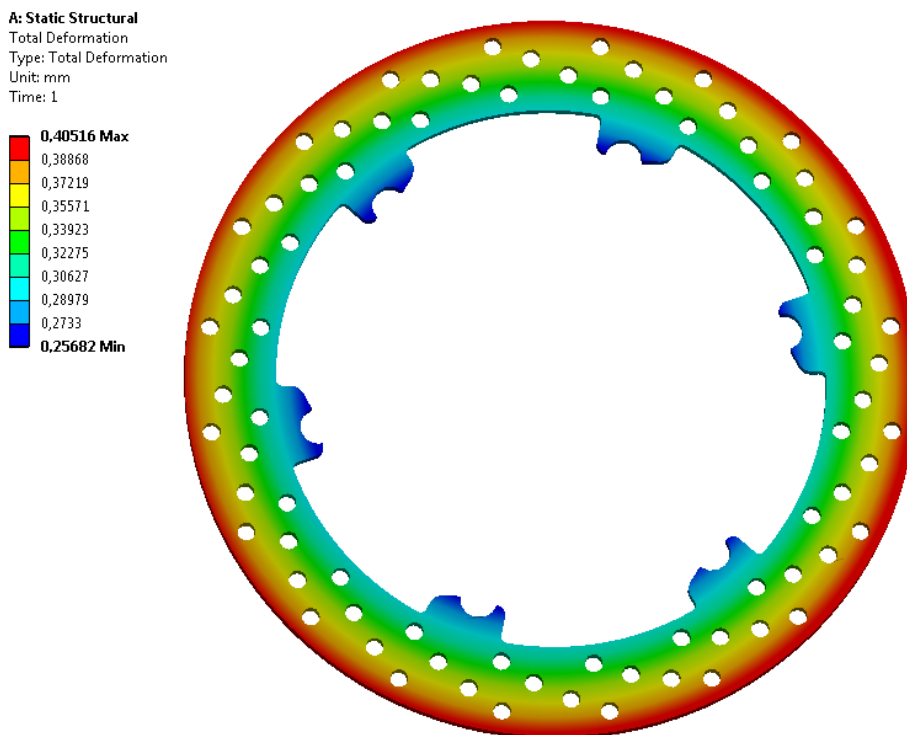
Obrázek 9.6: Výsledek pevnostní analýzy předního kotouče

Vzhledem k tomu, že je zadní kotouč oproti přednímu výrazně méně momentově zatěžován, tak i dosahované maximální redukované napětí 39 MPa není vysoké. Nejvyšší napětí je opět

dosaženo v místě díry pro šrouby, kde dochází k přenosu brzdového momentu na náboj kola. Pro vnitřní unašeč z hliníkové slitiny vychází faktor bezpečnosti 11,8.



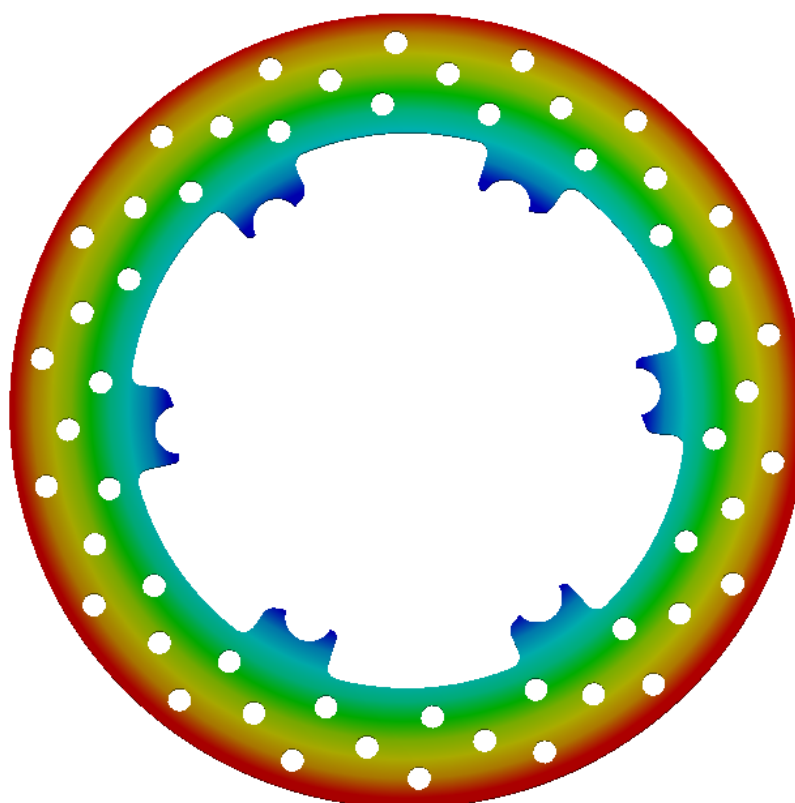
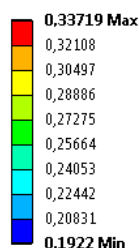
Obrázek 9.7: Výsledek pevnostní analýzy zadního kotouče



Obrázek 9.8: Deformace předního kotouče při zatížení 300°C



A: Static Structural  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1



Obrázek 9.9: : Deformace zadního kotouče při zatížení 300°C

Všechny součásti sestav brzdových kotoučů pevnostně vyhovují a mají dostatečnou bezpečnostní rezervu pro velmi náročné závodní použití. Rovněž tak teplotní roztažnost předního kotouče 0,41 mm a zadního 0,34 mm nezpůsobí pevnostní a ani jiné problémy. Nejvíce namáhanými součástmi jsou unašeče z vysokopevnostní hliníkové slitiny, jelikož ale pro tento materiál nejsou od výrobce data pro analýzu únavy, nelze tak ani určit bezpečnost k mezi únavy. Vzhledem k akumulaci pohybové energie do hmoty kotoučů, je nelze příliš odlehčovat bez hlubší analýzy jejich teplotního chování, jelikož by mohlo dojít až k přehřívání a selhání brzdového systému.





## 10 ANALÝZA JÍZDNÍ ZKOUŠKY

Po návrhu, výrobě a montáži na vůz Dragon 3 (na obrázku 10.1) se mohlo přistoupit k otestování brzdového systému. Testování vozu probíhalo jak před oficiálními závody, tak i v posezonním období, kdy se zkoušely nové varianty nastavení podvozku. V následující části práce je analyzována funkčnost brzdového systému na dvou místech s mírně odlišnými podmínkami a povrchy. Díky vybavení vozu senzory tlaku v obou brzdových okruzích a jednotkou zajišťující uchování těchto dat (datalogová jednotka Racetech) bylo možné následně analyzovat průběh brzdění v softwaru Race technology Analysis V8. Analýza se sestává z porovnání naměřených tlaků v brzdovém systému pro dané zpomalení s teoretickými tlaky pro totéž zpomalení.



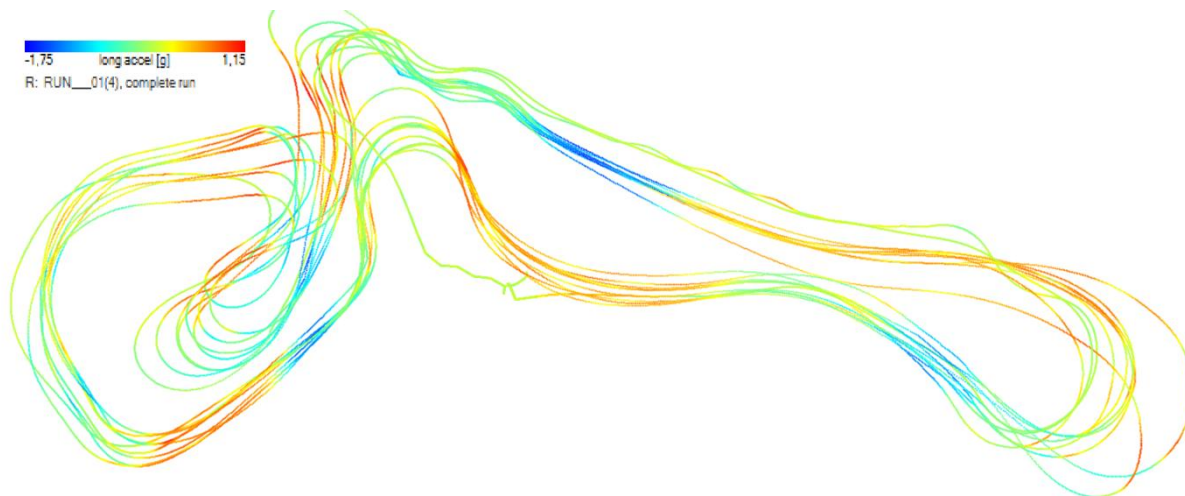
Obrázek 10.1: Vůz Dragon 3 na testovací trati poblíž pavilonu Z v areálu BVV[17]

Kromě těchto testů s plně zaznamenaným průběhem jízdy lze funkčnost systému posoudit i z průběhu závodní sezóny, kdy na všech třech závodech byla komisaři kontrolována správná funkce systému. Jednalo se zejména o plnění daných požadavků na konstrukci a také těsnosti celého systému. Samotná brzdová stabilita byla vždy otestována v disciplíně „Brake test“, která je součástí bezpečnostní přejímky vozu. Pro její splnění je zapotřebí vůz rozjet na krátké dráze a prudce zabrzdit, přičemž se musí nejdříve zablokovat kola přední nápravy a následně i zadní nápravy. Tuto disciplínu vůz Dragon 3 splnil vždy bez zaváhání.

### 10.1 TESTOVÁNÍ V PROSTORÁCH BVV

Jedno z prvních testování proběhlo na parkovací ploše v areálu Brněnských veletrhů a výstavišť. Povrch je zde tvořen asfaltem, který byl v době testu čistý a suchý. Teplota pneumatik se i přes teplé počasí pohybovala kolem 40 °C, což není příliš optimální pro jejich přilnavost. Je to dáno poměrně nízkými rychlostmi, kterými se vozu třídy Formule Student na tratích pohybují. Přesto bylo v testu na jednom úseku před začátkem slalomu opakovaně

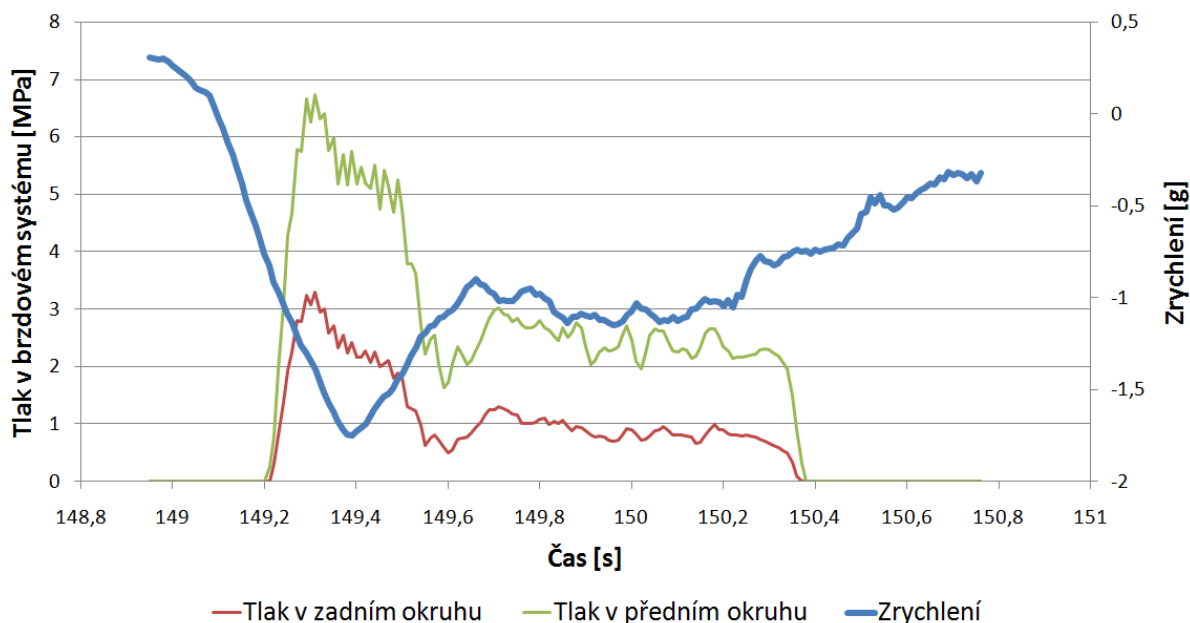
dosahováno zpomalení vozu 1,75 g, což je maximální hodnota, se kterou se původně v návrhu počítalo.



Obrázek 10.2: Testovací trať se zvýrazněním podélného zrychlení

Na předchozím obrázku 10.2 je vykreslena trajektorie vozu (cca 6 kol) na testovací trati. Dosažené zpomalení vozu je zde vyznačeno barevnou škálou, kde modré odstíny představují právě místa trati s největším zpomalením vozu. Bylo jej dosahováno nejčastěji na konci rovinky těsně před nájezdem do slalomu. Průběh brzdění v tomto úseku je znázorněn v grafu 6. Z průběhu zpomalení vozu a tlaků brzdových okruhů lze vyvodit průběh brzdění.

### Typický průběh brzdění vozu Dragon 3



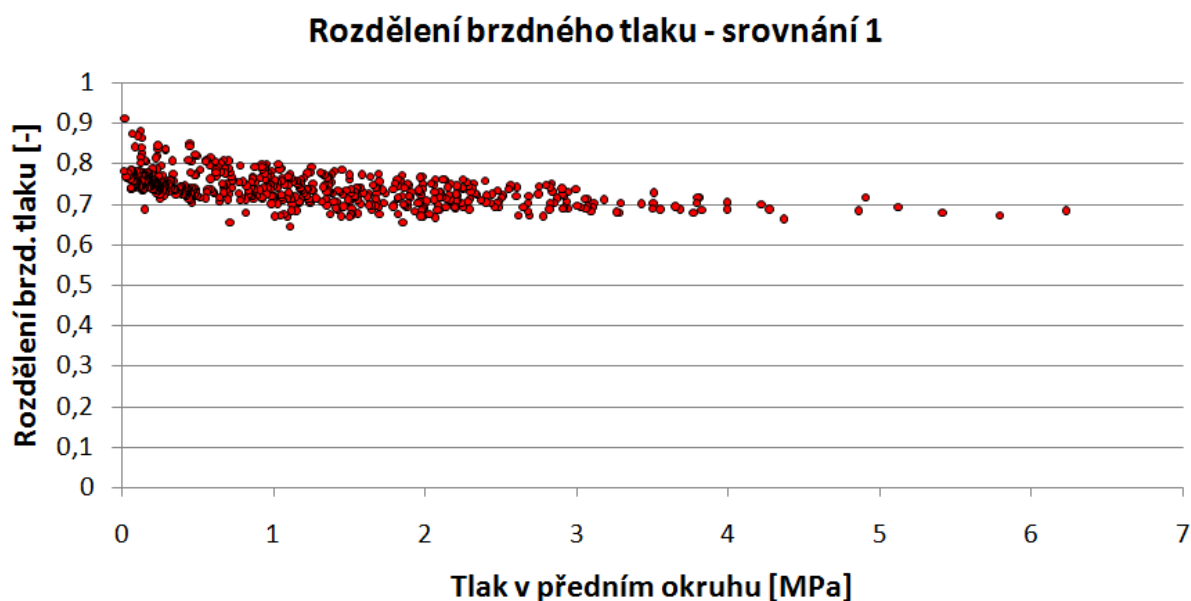
Graf 6: Typický průběh brzdění vozu Dragon 3

Počátečního zpomalení vozu bylo dosaženo brzděním motorem a až následně došlo k sešlápnutí brzdového pedálu. Během tohoto prvotního sešlápnutí pedálu narostl tlak



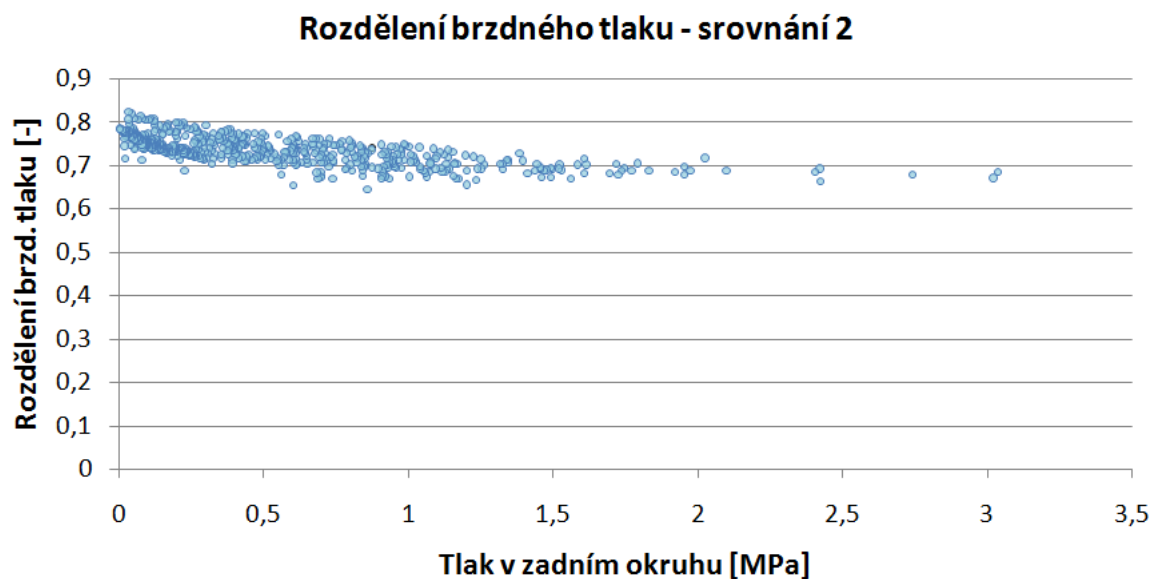


v předním okruhu na 6,2 MPa a tlak v zadním okruhu na 3,1 MPa. Výsledkem bylo dosažení hodnoty zpomalení 1,75 g. Teoreticky by pro tuto hodnotu zpomalení měl systém vyvinout tlak 6 MPa pro přední nápravu a 2,7 MPa pro zadní nápravu. Jelikož je ale ve výpočtu mnoho parametrů vztahujících se na panující podmínky provozu systému, tak lze předpokládat jejich odlišnost. Jde zejména o teplotu brzdových kotoučů a destiček, kdy při teplotě nižší než pracovní teplota dochází k poklesu koeficientu tření mezi destičkou a kotoučem. Pro kompenzaci tohoto jevu je zapotřebí v systému vyvinout vyšší tlaky, což je realizováno zvýšením úsilím pilota při působení na brzdový pedál. V případě daného úseku to znamenalo zvýšení síly působící na pedál o 30 N (navýšení o cca 8 %). Rozdělení brzdného tlaku bylo dále analyzováno z průběhu brzdění celého jednoho kola ve srovnání s brzdným tlakem předního tlakového okruhu a následně i zadního tlakového okruhu.



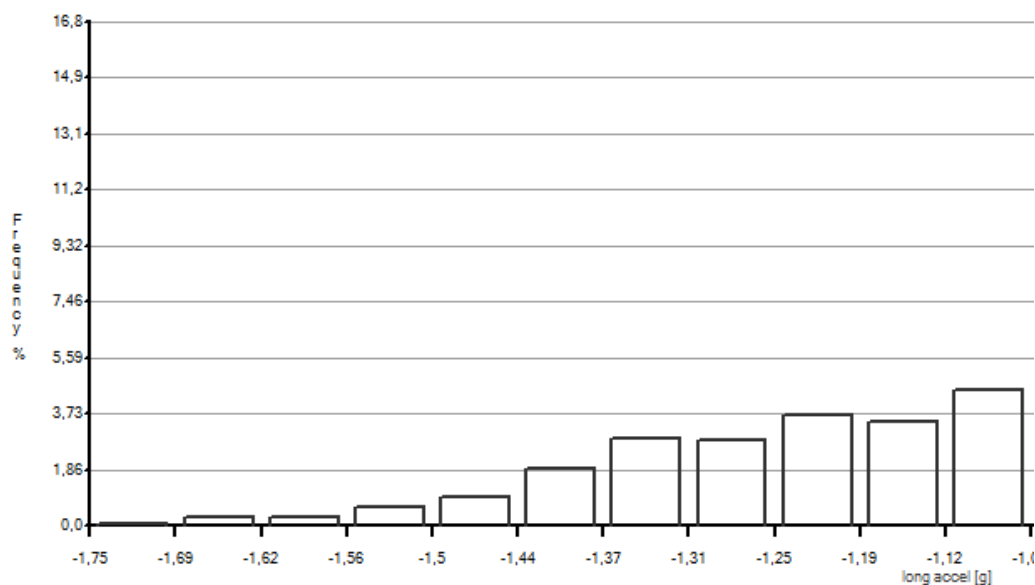
*Graf 7: Rozdělení brzdného tlaku - srovnání 1*

Na grafu 7 a 8 lze vidět závislost koeficientu rozdělení brzdného tlaku na tlaku v předním nebo zadním okruhu. Jelikož se více než 90 % hodnot nachází vždy v pásmu rozdělení brzdného tlaku 0,65 – 0,8, můžeme z toho usoudit dobrou funkci systému bez přílišného zavzdušnění. Při špatné funkci by došlo k mnohem většímu rozptylu hodnot. Rovněž tak rozdíl mezi průměry hodnot rozdělení brzdného tlaku v závislosti na jednotlivých okruzích vykazuje hodnoty 0,01, což je zanedbatelný rozdíl. Průměrná hodnota rozdělení brzdných tlaků 0,74 je nižší než teoretická ideální hodnota 0,8 a opět je to dáno odlišnými podmínkami a nastavením vahadla přímo na testovací trati. Nižší hodnota byla nastavena kvůli výsledné reálné výšce vozu 290 mm nad zemí, což je o 30 mm níže, než s čím bylo počítáno ve výpočtu.



*Graf 8: Rozdělení brzdného tlaku - srovnání 2*

Z grafů je možné vyčíst také přibližnou četnost různých stupňů brzdění. Zatímco k největšímu brzdění se zpomalením 1,75 g bylo dosahováno pouze na jednom místě tratě, tak k nejčastějšímu brzdění docházelo v oblasti zpomalení -1 až -1,4 g.



*Graf 9: Histogram brzdných zpomalení během jednoho kola*

Mezi další možnosti analýzy brzdového systému by bylo možné zařadit testy blokování kol, pro něž je ale zapotřebí použití senzorů měřících otáčky jednotlivých kol. Na voze Dragon 3 osazené senzory nefungovaly správně, a proto ani nemohla být provedena analýza dat. Při vývoji dalšího vozu Dragon 4 na to byl brán zřetel a tak budou všechna kola vybavena Hallovými snímači otáček s clonkami umístěnými přímo v designu kotoučů opět navržených autorem této práce. Dalšího možného zlepšení možností a přesnosti analýzy by také mohlo být pořízení pedometru, měřícího sílu pilota působícího na pedál. Možností je ale mnohem více a zaleží jen na přístupu budoucích konstruktérů nových generací vozů Dragon.



## ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout brzdový systém pro vůz Dragon 3, se kterým se posléze studentský tým TU Brno Racing zúčastnil vybraných soutěží Formule Student. Počátečním úkolem, jež bylo potřeba vyřešit, byl výběr vhodných brzdových komponent a následný výpočet hydraulických okruhů potřebný pro výběr dalších součástí brzdového systému.

Než ale bylo započato s celým návrhem, byla nejdříve provedena rešerše jak běžně používaných brzdových systému, tak i brzdových systémů použitých na obou předchozích generacích Formule student postavených na fakultě Strojního inženýrství v Brně. U obou generací se vyskytovaly výrazné chyby ve výběru brzdových komponent a samotné výpočty brzdových systémů taktéž obsahovaly chyby a špatně zvolené parametry. Některé chyby dokonce ústili až v selhání brzdového systému přímo v závodech Formule Student. Aby se tyto problémy již neopakovaly, tak byly všechny komponenty pečlivě voleny (např. brzdové třmeny) s ohledem na pevné uložení a snadnou údržbu. Rovněž zde byla snaha využít ve výpočtu vstupní hodnoty získané z měření na předchozí generaci formule a od výrobců komponent zjistit co nejvíce parametrů.

Po výpočtu potřebných tlaků v brzdových okruzích byly vybrány vhodné hlavní brzdové válce. Tím byla uzavřena kapitola návrhu hydraulického systému. Dále následovala část zabývající se konstrukcí brzdových kotoučů s unašeči. Sestavy předních a zadních brzdových kotoučů byly dále podrobeny pevnostní analýze a dimenzovány tak, aby splňovaly jak požadavek na nízkou váhu, tak i na dostatečnou pevnost.

Sestava předního kotouče, skládající se z ocelového kotouče a hliníkového unašeče s pojistnými čepy tak ve výsledku váží 885 g, což je o 52 g (5,5 %) méně než u kupovaného brzdového kotouče ISR z předchozí generace vozu (937 g). K velké hmotnostní úspoře ale došlo u kotouče zadní nápravy, kde jeho hmotnost klesla o 260 g na 592 g, což je zlepšení o 30,5 %. Pevnost obou sestav je dostatečná. Pro přední kotouč dosahovalo maximální napětí 81,7 MPa a pro zadní 39 MPa. I když se může zdát, že koeficient bezpečnosti předního kotouče 5,6 a zadního dokonce 11,8 je příliš vysoký, tak na návrh kotouče musí být brán zřetel nejen pevnostní, ale i teplotní. Při brzdění dochází k přeměně pohybové energie na energii tepelnou, která se ukládá do hmoty brzdových kotoučů. Přílišným odlehčením by tak docházelo k přílišnému vývinu tepla a následnému přestupu přes brzdový třmen do kapaliny hydraulického systému. Kapalina by tím ztrácela nízkou stlačitelnost a spolehlivost celého systému by se výrazně zhoršila.

Na závěr byla analyzována funkčnost brzdového systému a správnost výpočtu a návrhu. Brzdový systém formule Dragon 3 prošel všemi testy, nezbytnými pro připuštění do celosvětové soutěže formulí Student. Ve vytrvalostní disciplíně „Endurance“ se brzdový systém taktéž osvědčil a na všech závodech Formule Student (FS Germany, FS Czech a FS Hungary) se i díky velmi dobré péči mechaniků zařadil mezi nejspolehlivější systémy formule Dragon 3.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] PUHN, Fred. Brake handbook. Tucson, AZ: HP Books, c1985. ISBN 08-958-6232-8.
- [2] VLK, František. Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola, zavěšení kol, nápravy, odpružení, řídicí ústrojí, brzdové soustavy. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000, 392 s. ISBN 80-238-5274-4.
- [3] VLK, František. Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, řiditelnost, ovladatelnost, stabilita. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
- [4] VLK, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel: výkon vozidla, brzdné vlastnosti, převodová ústrojí, řízení, geometrie kol, tlumiče a pružiny, řiditelnost a ovladatelnost, životnostní zkoušky, motor, zapalování, elektronické systémy. 1. vyd. Brno: Vlk, 2001, 576 s. ISBN 80-238-6573-0.
- [5] GSCHEIDLE, Rolf. Příručka pro automechanika. 3. přeprac. vyd. /. Překlad Iva Michňová, Zdeněk Michňa, Jiří Handlíř. Praha: Europa - Sobotáles, 2007, 685 s. ISBN 978-80-86706-17-7.
- [6] Designing Your Brake System. How to build hotrods [online]. 2010 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.how-to-build-hotrods.com/brake-system.html>
- [7] SAE. Formula SAE rules 2014 [online]. 2013 [cit. 2014-02-07]. Dostupné z: [http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014\\_fsae\\_rules.pdf](http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf)
- [8] Motorcycle brake calipers. Harwood Performance Source [online]. 2014 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: [http://www.bikehps.com/acatalog/Motorcycle\\_Brake\\_Calipers.html](http://www.bikehps.com/acatalog/Motorcycle_Brake_Calipers.html)
- [9] GOLDFREN Brake Pad Application Chart. Goldfren USA [online]. 2013 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.goldfrenusa.com/brake-pads-application-chart.htm>
- [10] EN AW 7075. Gleich Aluminium [online]. 2013 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://gleich.de/cz/produkty/vlcovan-desky/vlcovan-desky-en-aw/en-aw-7075#sheet>
- [11] Evolution of braking. Petrol Smell [online]. 2012 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://petrolsmell.com/2012/10/27/evolution-of-braking/>
- [12] Hot hatch shop. AP Racing brzdové kotouče [online]. 2014 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.hothatchshop.cz/audi/rs5-09/brzdy/ap-racing-plovouci-kotouce-pro-audi-rs5-4-2-v8-loba-motorsport-rezane-2241.html>
- [13] Racing brake pads. Ferodo racing [online]. 2014 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.ferodoracing.com/products/car-racing/racing-brake-pads/dsuno/>
- [14] Tarox - kotouče. Hothatchshop.cz [online]. 2013 [cit. 2014-05-26]. Dostupné z: <http://www.hothatchshop.cz/seat/tarox-323x28-mm-kotouce-seat-leon-cupra-r-1-8t-brembo-zero-2759.html>



- [15] Brakes. Erareplicas [online]. 2011 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.erareplicas.com/427man/brakes/>
- [16] Brzdová kapalina. Autolexikon [online]. 2013 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://cs.autolexikon.net/articles/brzdova-kapalina/>
- [17] TU Brno racing [online]. 2014 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.tubnracing.cz/>
- [18] Wilwood calipers. Big brakes [online]. 2011 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://bigbrakes.net/Calipers/CaliperList.aspx?subname=Dynapro%20Single>
- [19] Main catalogue. ISR Brakes [online]. 2010 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.isrbrakes.se/catalogue/ISR%20Main%20Catalogue.pdf>
- [20] Brake hose fittings. ISR Brakes [online]. 2010 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.isrbrakes.se/catalogue/ISR%20Brake%20Hose%20Fittings.pdf>
- [21] Aluminium Sprint/Midget. Wilwood [online]. 2010 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.wilwood.com/Rotors/RotorList1.aspx?mktname=Aluminum%20Sprint%20%20Midget%20Rotor-3H>
- [22] ISR Brake discs. Harwood Performance Source [online]. 2010 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: [http://www.bikehps.com/isr/isr\\_brake\\_discs.html](http://www.bikehps.com/isr/isr_brake_discs.html)
- [23] AP Racing CP5500 Installation drawing. AP Racing [online]. 2011 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: [http://www.apracing.com/Drawings/cp5500\\_4cd.pdf](http://www.apracing.com/Drawings/cp5500_4cd.pdf)
- [24] Brzdové systémy osobních a užitkových vozidel. Soudní Inženýrství. 2005, roč. 16, č. 2005. Dostupné z: <http://www.sinz.cz/archiv/docs/si-2005-03-145-160.pdf>



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	vzdálenost těžiště od přední nápravy
b	[mm]	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
$B_{Tfid}$	[Nm]	ideální brzdňý moment na přední nápravě
$B_{Trid}$	[Nm]	ideální brzdňý moment na zadní nápravě
$D_{front}$	[mm]	průměr předního brzdového kotouče
$d_{MCF}$	[mm]	průměr hl. brzdového válce předního brzd. okruhu
$d_{MCFR}$	[mm]	průměr zvoleného hl. brzdového válce předního brzd. okruhu
$d_{MCR}$	[mm]	průměr hl. brzdového válce zadního brzd. okruhu
$d_{MCRR}$	[mm]	průměr zvoleného hl. brzdového válce zadního brzd. okruhu
DOT		výkonnostní specifikace brzdové kapaliny
$D_{rear}$	[mm]	průměr zadního brzdového kotouče
F	[%]	podíl zatížení na přední nápravě
$F_8$	[N]	celková brzdňá síla (pro zpomalení 1,5g)
$F_B$	[N]	celková brzdňá síla
$F_{BF8}$	[N]	vert. síla na přední nápravě (střední poloha vahadla)
$F_{BFa}$	[N]	maximální brzdňá síla na přední nápravě
$F_{BFmax8}$	[N]	ideální brzd. síla na přední nápravě (pro zpomalení 1,5g)
$F_{BfR}$	[N]	reálná brzdňá síla na přední nápravě
$F_{BFv}$	[N]	vertikální síla na přední nápravě
$F_{Bmaxfid}$	[N]	ideální brzdňá síla na přední nápravě
$F_{Bmaxfrid}$	[N]	ideální brzdňá síla na zadní nápravě
$F_{BR8}$	[N]	vert. síla na přední nápravě (střední poloha vahadla)
$F_{BRa}$	[N]	maximální brzdňá síla na zadní nápravě
$F_{BRmax8}$	[N]	ideální brzd. síla na zadní nápravě (pro zpomalení 1,5g)
$F_{BrR}$	[N]	reálná brzdňá síla na zadní nápravě
$F_{BRv}$	[N]	vertikální síla na přední nápravě
$F_F$	[%]	podíl ideální brzdové síly na přední nápravě
$F_{MCF}$	[N]	síla působící na hlavní brzdový válec předního okruhu
$F_{MCR}$	[N]	síla působící na hlavní brzdový válec zadního okruhu
$F_{PF}$	[N]	síla působící na hlavní brzdový válec předního okruhu
$F_{Pp}$	[N]	síla působící na uložení brzdových válců
$F_{PR}$	[N]	síla působící na hlavní brzdový válec zadního okruhu
$F_R$	[%]	podíl ideální brzdové síly na zadní nápravě
g	[m.s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení
$G_T$	[N]	tíhová síla vozu
$H_{CG}$	[mm]	výška těžiště měřeného vozu
$i_8$	[-]	rozdělení brzdňých sil (střední poloha vahadla)
$i_{Bal}$	[-]	nastavení vahadla rozdělení brzdňých sil (pro zpomalení 1,7g)
l	[mm]	rozvor kol měřeného vozu Dragon 2
$L_f$	[kg]	hmotnost na levém předním kole
$L_F$	[mm]	rozchod přední nápravy
$L_p$	[mm]	vzdálenost těžiště od přední nápravy
$L_\tau$	[kg]	hmotnost na levém zadním kole
$L_R$	[mm]	rozchod zadní nápravy
$L_w$	[mm]	rozvor náprav
$L_z$	[mm]	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
$M_{BFa}$	[Nm]	maximální brzdňý moment na přední nápravě



$M_{BfR}$	[Nm]	reálný brzdňý moment na přední nápravě
$M_{BRa}$	[Nm]	maximální brzdňý moment na zadní nápravě
$M_{BrR}$	[Nm]	reálný brzdňý moment na zadní nápravě
$m_F$	[kg]	statické zatížení přední nápravy
$m_{pl}$	[kg]	naměřená hmotnost na přední nápravě
$m_R$	[kg]	statické zatížení zadní nápravy
$m_T$	[kg]	hmotnost vozu
$P_E$	[N]	doporučená síla působící na brzdový pedál
$P_{fR}$	[MPa]	reálný tlak v předním brzdovém okruhu
$p_{maxf}$	[MPa]	tlak v předním brzdovém okruhu
$p_{maxfa}$	[MPa]	maximální potřebný tlak v předním brzdovém okruhu
$p_{maxr}$	[MPa]	tlak v zadním brzdovém okruhu
$p_{maxra}$	[MPa]	maximální potřebný tlak v zadním brzdovém okruhu
$P_R$	[-]	pedálový poměr
$P_{rR}$	[MPa]	reálný tlak v zadním brzdovém okruhu
$R$	[%]	podíl zatížení na zadní nápravě
$R$	[mm]	dynamický poloměr kola
$r_{effF}$	[mm]	efektivní poloměr předního brzdového kotouče
$r_{effR}$	[mm]	efektivní poloměr zadního brzdového kotouče
$R_f$	[kg]	hmotnost na pravém předním kole
$R_r$	[kg]	hmotnost na pravém zadním kole
SAE		Asociace automobilních inženýrů
$S_{front48}$	[mm <sup>2</sup> ]	čelní plocha válců v předním brzdovém třmenu
$S_h$	[mm]	efektivní výška styku destičky s brzdovým kotoučem
$S_{MCF}$	[mm <sup>2</sup> ]	čelní plocha pístku hl. brzdového válce přední nápravy
$S_{MCFR}$	[mm <sup>2</sup> ]	čelní plocha pístku zvoleného hl. brzd. válce přední nápravy
$S_{MCR}$	[mm <sup>2</sup> ]	čelní plocha pístku hl. brzdového válce zadní nápravy
$S_{MCRr}$	[mm <sup>2</sup> ]	čelní plocha pístku zvoleného hl. brzd. válce zadní nápravy
$S_p$	[N]	příčná síla působící na kolo přední nápravy
$S_{rear49}$	[mm <sup>2</sup> ]	čelní plocha válců v zadním brzdovém třmenu
$S_z$	[N]	příčná síla působící na kolo zadní nápravy
$T_{CG\_l}$	[mm]	příčná poloha těžiště (od levého kola)
$v_t$	[m.s <sup>-1</sup> ]	maximální rychlost vozu
$z_0$	[g]	zpomalení vozu
$z_8$	[g]	uvažované zpomalení vozu (střední poloha vahadla)
$z_{id}$	[g]	předpokládané maximální zpomalení vozu
$\Delta m$	[kg]	přetížení přední nápravy
$\mu_f$	[-]	koeficient tření mezi přední pneumatikou a vozovkou
$\mu_L$	[-]	koeficient tření mezi destičkou a kotoučem
$\mu_r$	[-]	koeficient tření mezi zadní pneumatikou a vozovkou
$\mu_{vp}$	[-]	koeficient tření pneumatikou a vozovkou
$\nu_1$	[°]	úhel naklonění měřeného vozu
$\chi$	[-]	koeficient relativní výškové polohy těžiště
$\psi$	[-]	koeficient relativní podélné polohy těžiště





## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1.1: Rozložení částí brzdového systému[6] .....	11
Obrázek 1.2: Konstrukce bubnové brzdy[5] .....	12
Obrázek 1.3: Vnitřní části bubnové brzdy[2] .....	12
Obrázek 1.4: Konstrukce kotoučové brzdy[5] .....	13
Obrázek 1.5: Srovnání snížení brzdné účinnosti bubnové a kotoučové brzdy[1] .....	13
Obrázek 1.6: Litinový pevný brzdový kotouč .....	14
Obrázek 1.7: Litinový plně plovoucí brzdový kotouč[12] .....	14
Obrázek 1.8: Různé úpravy konstrukce brzdových kotoučů[14] .....	15
Obrázek 1.9: Srovnání konstrukce pevného a plovoucího brzdového třmenu[5] .....	16
Obrázek 1.10: Schéma používaných způsobů zapojení okruhů [2] .....	18
Obrázek 1.11: Schéma funkce vahadla rozdělení brzdných tlaků[15] .....	18
Obrázek 1.12: Schéma elektrohydraulického brzdového systému[24] .....	19
Obrázek 2.1: Nestabilní stav - vznik stáčivého momentu[3] .....	20
Obrázek 2.2: Stabilní stav - vyrušení stáčivého momentu[3] .....	20
Obrázek 3.1: Společná fotografie účastníků soutěže Formula student Germany 2013[17] .....	21
Obrázek 3.2: Vůz Dragon 3 .....	22
Obrázek 3.3: Možné varianty spínače přeběhnutí brzdového pedálu[7] .....	23
Obrázek 4.1: Generace vozů týmu TU Brno Racing (Dragon 1 nahoře, Dragon 2 dole)[17] .....	24
Obrázek 4.2: Brzdový třmen Wilwood DynaPro Single[18] .....	24
Obrázek 4.3: Nákras brzdového třmenu ISR 22-048[19] .....	25
Obrázek 4.4: Zadní brzdový třmen ISR 22-049 .....	26
Obrázek 4.5: Brzdový kotouč Wilwood Aluminium Sprint/Midget[21] .....	26
Obrázek 4.6: Brzdový kotouč ISR[22] .....	27
Obrázek 5.1: Podélná poloha těžiště .....	30
Obrázek 5.2: Příčná poloha těžiště .....	30
Obrázek 5.3: Schéma výškové polohy těžiště[4] .....	31
Obrázek 6.1: Nákras předního brzdového třmenu ISR 22-048[19] .....	33
Obrázek 6.2: Nákras zadního brzdového třmenu ISR 22-049[19] .....	33
Obrázek 6.3: Zadní brzdový třmen ISR 22-049[22] .....	34
Obrázek 6.4: Brzdové kotouče vyrobené společností GoldFren brakes[17] .....	34
Obrázek 6.5: Schéma pro výběr brzdových destiček[9] .....	35
Obrázek 6.6: Hlavní brzdový válec AP Racing CP7855 .....	35
Obrázek 6.7: Schéma vahadla AP Racing CP5500[23] .....	36
Obrázek 6.8: Různé provedení dutých šroubů banjo[20] .....	36
Obrázek 7.1: Parametry pro zjištění přenosu hmotnosti[1] .....	38
Obrázek 8.1: Návrh předního brzdového kotouče .....	48
Obrázek 8.2: Tvarový zámek předního brzdového kotouče .....	49
Obrázek 8.3: Sestava předního brzdového kotouče .....	49
Obrázek 8.4: Unašeč předního brzdového kotouče .....	50
Obrázek 8.5: Zadní brzdový kotouč .....	50
Obrázek 8.6: Unašeč zadního brzdového kotouče .....	51
Obrázek 8.7: Sestava spojovacího čepu .....	51
Obrázek 8.8: Detail Spojovacího čepu .....	52
Obrázek 8.9: Sestava spojovacího čepu v sestavě kotouče .....	52
Obrázek 8.10: Render konstrukčního řešení brzdových kotoučů pro vůz Dragon 3: .....	53
Obrázek 9.1: Síť sestav předního a zadního kotouče .....	54
Obrázek 9.2: Zjemnění sítě v namáhaných místech .....	55



Obrázek 9.3: Kontakt mezi kotoučem a unašečem.....	55
Obrázek 9.4: Místa upevnění sestavy .....	56
Obrázek 9.5: Zatížení brzdových kotoučů momentem.....	56
Obrázek 9.6: Výsledek pevnostní analýzy předního kotouče.....	57
Obrázek 9.7: Výsledek pevnostní analýzy zadního kotouče .....	58
Obrázek 9.8: Deformace předního kotouče při zatížení 300°C.....	58
Obrázek 9.9: : Deformace zadního kotouče při zatížení 300°C .....	59
Obrázek 10.1: Vůz Dragon 3 na testovací trati poblíž pavilonu Z v areálu BVV[17] .....	60
Obrázek 10.2: Testovací trať se zvýrazněním podélného zrychlení.....	61



## SEZNAM GRAFŮ A TABULEK

Graf 1: Pracovní oblasti brzdových destiček FERODO[13] .....	17
Graf 2: Graf kontaminace brzdové kapaliny vodou[16].....	19
Graf 3: Závislost změny zatížení na úhlu naklonění .....	32
Graf 4: Průběh brzdových sil.....	41
Graf 5: Průběh brzdových sil pro dané nastavení.....	43
Graf 6: Typický průběh brzdění vozu Dragon 3.....	61
Graf 7: Rozdělení brzdného tlaku - srovnání 1 .....	62
Graf 8: Rozdělení brzdného tlaku - srovnání 2 .....	63
Graf 9: Histogram brzdných zpomalení během jednoho kola.....	63